

Trabajo Fin de Grado

Ingeniería Aeroespacial

Modelado y recreación virtual con CATIA V5 de
una caja de cambios automática para uso docente

Autor: Gonzalo Azaña Caro

Tutores: Francisco Andrés Valderrama Gual

Nils Peter Johan Ingemarr Wideberg

Dpto. de Ingeniería Gráfica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2019



Trabajo Fin de Grado
Ingeniería Aeroespacial

Modelado y recreación virtual con CATIA V5 de una caja de cambios automática para uso docente

Autor:
Gonzalo Azaña Caro

Tutor y publicador:
Francisco Andrés Valderrama Gual
Profesor Titular

Tutor:
Nils Peter Johan Ingemarr Wideberg
Profesor Titular

Dpto. de Ingeniería Gráfica
Escuela Técnica Superior de Ingeniería

Sevilla, 2019

Trabajo Fin de Grado: Modelado y recreacion virtual con CATIA V5 de una caja de cambios automatica para uso docente

Autor: Gonzalo Azaña Caro

Tutor y publicador: Francisco Andrés Valderrama Gual

Tutor: Nils Peter Johan Ingemarr Wideberg

El tribunal nombrado para juzgar el trabajo arriba indicado, compuesto por los siguientes profesores:

Presidente:

Vocal/es:

Secretario:

acuerdan otorgarle la calificación de:

El Secretario del Tribunal:

Fecha:

Agradecimientos

Quiero dar las gracias primeramente a mis tutores,especialmente a Francisco, por haber aceptado realizar este trabajo conmigo y por su gran dedicación y disponibilidad durante todo el desarrollo del mismo.

Seguidamente quiero agradecer al maestro del taller, Antonio, por estar siempre disponible y por su ayuda brindada.

Por último dar las gracias a mis amigos y mi familia, que tanto me han apoyado y alegrado durante toda la carrera. En especial agradecer a mis padres, por haberme dado todas las facilidades posibles para poder llegar a donde estoy, y agradecer especialmente a mi novia, que ha sido mi apoyo durante estos años de carrera.

Resumen

En este trabajo se realiza el diseño mediante CATIA V5 de una caja de cambios automática de tipo Ravigneaux.

En primer lugar se realiza una breve introducción al proyecto y al uso de cajas de cambio en la automoción, para seguir con las diferentes partes de ésta y su correspondiente modelado en CATIA.

Se termina este proyecto con el estudio de las distintas relaciones de velocidad y la animación de éstas mediante el uso del módulo *Kinematics* de CATIA.

Índice

Agradecimientos	I
Resumen	III
Índice	V
1. Introducción	1
1.1. Objeto del proyecto	1
1.2. Alcance del proyecto	1
1.3. Metodología empleada	1
2. Contexto histórico	3
2.1. Función de una caja de cambios	4
2.2. Tipos de cajas de cambio	5
2.3. Caja de cambios Ravigneaux	6
3. Herramienta de dibujo	7
3.1. Mechanical Design	7
3.2. Digital Mockup	9
4. Caja de Cambios	11
4.1. Embrague	14
4.2. Eje de entrada y planeta pequeño	15
4.3. Corona	16
4.4. Eje portasatélites y satélites	17
4.5. Planeta grande y disco de freno	18
4.6. Freno de estacionamiento	19
4.7. Conjunto montado	20
4.8. Relaciones de velocidades	20
4.9. Desarrollo de la transmisión por engranajes	23
5. Modelado de la Caja de Cambios	27
5.1. Engranajes	27
5.1.1. Condición de no deslizamiento	27
5.1.2. Concepto de engranaje	29
5.1.3. Características de los engranajes	30
5.2. Modelado en CATIA V5 de un engranaje helicoidal	34
5.3. Eje de entrada	37
5.4. Planeta pequeño	39
5.5. Corona exterior	39
5.6. Satélites	41
5.7. Eje de salida	41

5.8. Planeta grande	44
5.9. Freno de estacionamiento	44
5.10. Embragues	45
5.11. Pistones	48
5.12. Conjunto completo	51
6. Funcionamiento de la caja de velocidades	53
6.1. Neutro	54
6.2. Directa: 1ª relación	54
6.3. Directa: 2ª relación	55
6.4. Directa: 3ª relación	56
6.5. Retroceso	56
6.6. Parking	57
7. Animación del movimiento	59
8. Conclusiones	61
Lista de Figuras	VII
Lista de Tablas	IX
Referencias	XI

1. Introducción

1.1. Objeto del proyecto

A lo largo de este documento se contextualiza y expone el uso y funcionalidad por partes de una caja de cambios automática con el objetivo final de su reproducción precisa por medio de un programa de diseño gráfico.

El proyecto consiste en modelar mediante el uso del programa CATIA V5 una caja de cambios automática de tipo Ravigneaux que se encuentra en el taller de transportes de la Escuela Técnica Superior de Ingeniería (Universidad de Sevilla), usada con fines docentes para que los alumnos de la Escuela conozcan el funcionamiento de una caja de velocidades de tipo automática y puedan ver su despiece y conocer las relaciones de transmisión que se producen.

1.2. Alcance del proyecto

Así, el objetivo que recoge este documento es la generación de un modelo virtual en 3D de dicha caja mediante el modelado y ensamblado de sus partes. Adicionalmente se estudiarán las relaciones de transmisión y se recreará mediante una animación de las mismas.

Por tanto, el objetivo principal es el modelado de la caja completa, al menos hasta donde se tiene información, ya que hay una cubierta exterior que envuelve el conjunto del que se posee información insuficiente. Adicionalmente se estudia la transmisión por engranajes con el objetivo de realizar una animación visual del funcionamiento de ésta.

Como se ha expresado, en este trabajo se realiza el diseño de la transmisión, dejando para otro trabajo el modelado de la carcasa junto con la caja de válvulas y toda su timonería.

1.3. Metodología empleada

En el diseño se ha recreado de la manera más fidedigna posible la caja presente en el taller de la Universidad, del que se ha podido tomar las medidas necesarias para realizar el modelo gracias a la posibilidad de acceder a la pieza; montarla y desmontarla, y medir todos los parámetros posibles, aproximando aquellos que no pueden ser medidos debido a encontrarse en zonas de difícil acceso con las herramientas de medida.

Para el modelado se usan todas las herramientas aprendidas en las clases de la asignatura "Diseño y Fabricación Asistido por Ordenador", ampliando además el conocimiento de las diferentes éstas según se han necesitado. Para el uso de nuevas herramientas, se ha usado la ayuda que propicia el propio programa y se realiza un procedimiento de

autoaprendizaje y "prueba y error", hasta obtener el resultado querido, hasta llegar a un modelo que recree de manera casi exacta la caja de cambios existente.

En cuanto a la transmisión por engranajes, para realizar dicho estudio se hace uso primeramente de las ecuaciones que definen el movimiento de engranajes para obtener las relaciones de velocidad dependiendo de los elementos que entran en acción. Inicialmente se ha debido llevar a cabo un estudio previo del funcionamiento de los engranajes para llegar a entenderlos, debido a que en el programa del Grado en Ingeniería Aeroespacial no existe ninguna asignatura relacionada con ellos. Para alcanzar los conocimientos necesarios, se hace uso de los libros de referencia. Una vez obtenidas las relaciones de velocidad, estas han sido comparadas con prácticas de alumnos sobre esta caja, comprobando así que el estudio realizado y los resultados obtenidos son correctos.

Finalmente, con el módulo *Kinematics* se realiza la simulación de las diferentes relaciones, haciendo uso del estudio previo de la transmisión por engranajes. Para la aplicación de dicho módulo, se ha debido estudiar de manera particular, ya que este módulo no es materia de estudio en las asignaturas impartidas en el Grado. El resultado ha sido el deseado, ya que, como se podrá observar en la simulación, al aplicar las relaciones entre elementos estudiadas en la teoría de este proyecto y aplicar la simulación, se observa cómo el resultado es el esperado para el conjunto de las distintas relaciones de velocidad, con lo que se da por válido el modelo de transmisión ya que se corresponde la práctica con la teoría, y ésta a su vez con la teoría observada en los resultados de las prácticas realizadas con la caja de cambios.

2. Contexto histórico

Ya en el año 1500, Leonardo Da Vinci inventó un mecanismo que permitía el cambio de velocidad mediante el uso de un elemento cónico. Más tarde, en el 1889, fue Fred Lan-
chester quien diseñó el engranaje epicíclico, el cual permitía, a diferencia del anterior, que la transmisión del motor continuara durante el cambio de velocidad.

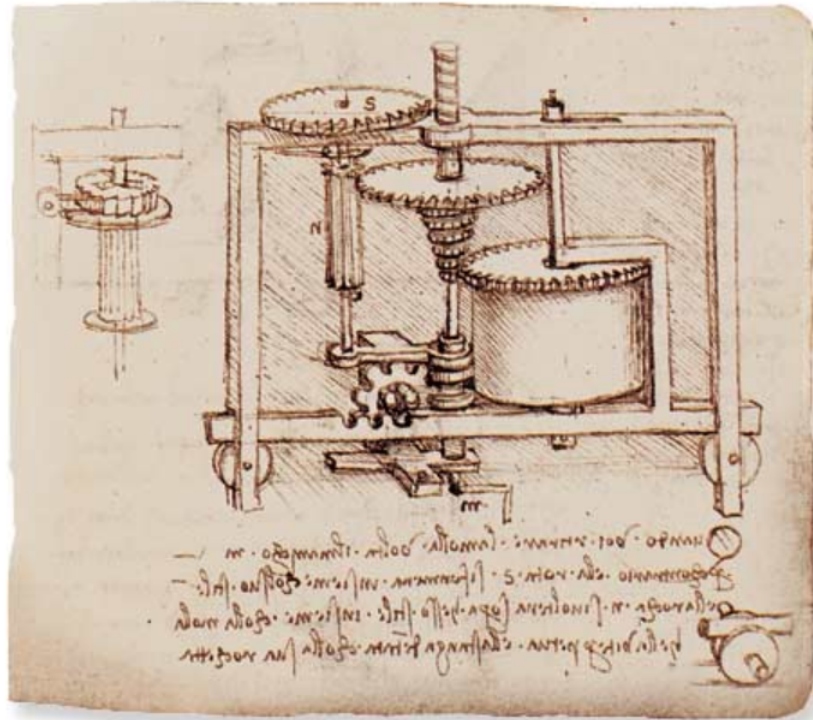


Fig. 2.1: El invento de Leonardo da Vinci [1].

Fue en 1920 cuando Henry Ford adaptó el sistema anterior al famoso modelo "Ford T", lo que supuso un éxito ya que contaba con dos velocidades y marcha atrás.

Estas cajas de reducción, por tanto, surgen a raíz del desarrollo del motor de combustión interna alternativo, debido a su necesidad de adaptar la potencia del motor a la velocidad que el vehículo necesita en cada momento. De esta manera, las cajas de velocidades permiten que las ruedas giren en un rango de revoluciones distinto al de salida del motor.

2.1. Función de una caja de cambios

Se deduce, por tanto, que la funcionalidad de una caja de cambios es la de obtener en las ruedas el par motor necesario para el adecuado movimiento del vehículo.

$$P = M \cdot \omega \quad (2.1)$$

Atendiendo a la ecuación 2.1, donde M es el par motor, P la potencia y ω la velocidad angular, si se considera una potencia constante, la reducción de la velocidad de giro implica un aumento del par motor y consecuentemente un mayor avance. Por esta razón, las cajas de cambio también reciben el nombre de *caja reductora*.

Así pues, el motor del coche trabaja en un rango muy amplio de revoluciones, pero para que éste trabaje de manera adecuada, sin un gran desgaste, debe encontrarse en un régimen de revoluciones determinado. Por ejemplo, en un coche de gasolina este régimen ronda las 2500 rpm, lo cual, sin la existencia de las cajas de cambio, reduciría bastante el rango de velocidades a las que puede circular el coche.

Para solventar dicha problemática, se introducen cajas de cambio entre la salida del motor y las ruedas del vehículo, permitiendo modificar la relación de transmisión según una serie de valores. Estas relaciones son llamadas *velocidades* o *marchas*. De tal forma, el motor siempre trabaja en el mismo rango de velocidades mientras que el vehículo funciona en un abanico mucho más amplio.

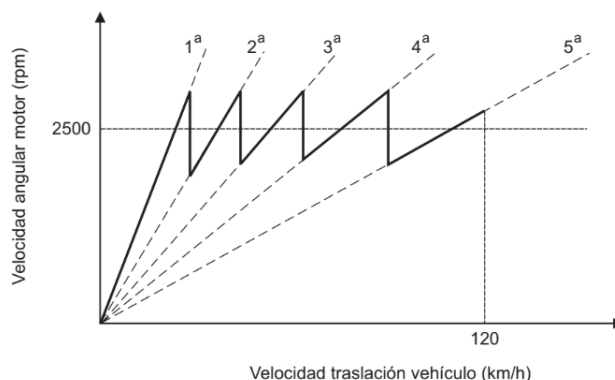


Fig. 2.2: Régimen de marchas [4].

En la Figura 2.2¹ se observa como sería el diagrama para una caja de cambios de cinco velocidades. En ella se puede ver como al circular con una marcha, una vez superada la zona de eficiencia del motor, conviene cambiar de marcha a una mayor, lo que

¹Imagen obtenida de [4]

conlleva una relación de velocidades menor.

En esta misma figura, las líneas discontinuas representan las diferentes relaciones de velocidades, cociente entre la velocidad de giro de la entrada (la salida del motor) y el giro de la salida (la velocidad de giro del eje de transmisión de las ruedas).

En definitiva, con el uso de las cajas de velocidades se aprovecha en mayor medida el par obtenido del motor de combustión de un coche.

2.2. Tipos de cajas de cambio

A continuación se comenta a *grosso modo* la diferencia entre los dos tipos de caja existentes en función del tipo de accionamiento.

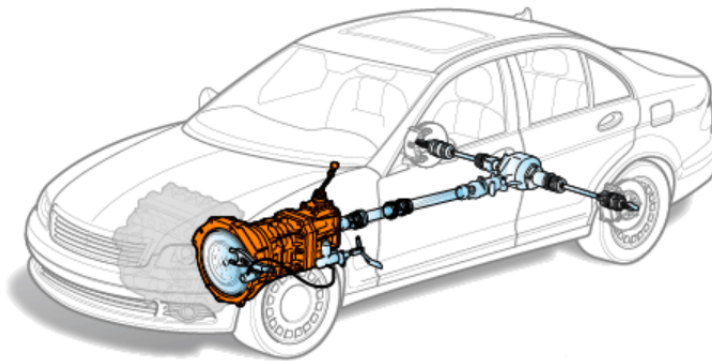


Fig. 2.3: Caja de cambios mecánica [7].

Caja mecánica: este tipo de cajas, conocidas como cajas manuales, son aquellas en las que la selección de las distintas velocidades se realiza mediante un mando mecánico, siendo también los distintos elementos que la componen de tipo mecánico. A pesar de ello, ésta pueda estar automatizada, en cuyo caso, no es necesario el accionamiento del cambio de marcha por parte del usuario.

Caja automática: es un dispositivo electrohidráulico en el que el sistema determina de manera autónoma la relación de velocidades adecuada. Este tipo de caja se compone de trenes epicicloidales que conforman las distintas relaciones de transmisión.

Éstas van a ser las cajas de estudio de este proyecto, ya que en él se estudiará una caja automática, en concreto se trata de una caja de cambio de tipo Ravigneaux.

2.3. Caja de cambios Ravigneaux

Estas cajas automáticas se identifican porque se componen de dos trenes epicicloidales con un portasatélites común, lo que implica que ambos satélites se trasladarán conjuntamente. Dicha traslación define el giro del eje de salida o eje portasatélites.

En la Fig. 2.4 se observa la disposición de los diferentes engranajes. El planetario pequeño transmite el movimiento al satélite corto y éste transmite con el satélite largo. Este último, a su vez, engrana, a parte de con el anterior, con la corona y el planeta grande. Por tanto, dependiendo de la configuración de los embragues, los satélites tendrán un movimiento de rotación únicamente o tendrán a su vez rotación y traslación, obteniendo así las diferentes configuraciones de velocidades.

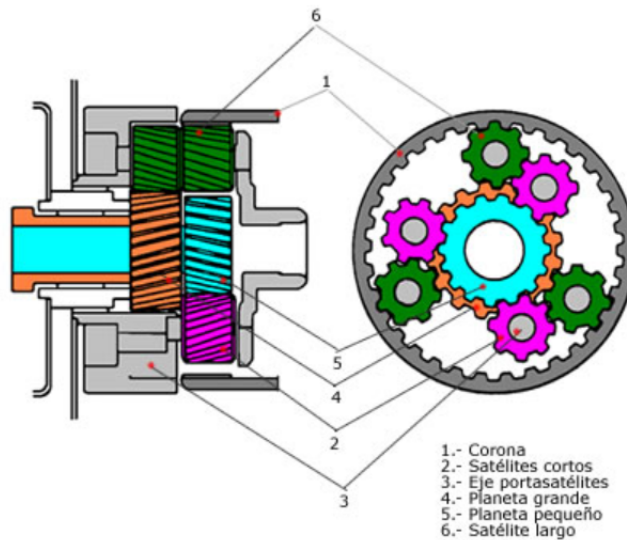


Fig. 2.4: Esquema de engranaje Ravigneaux [8].

Estos elementos y sus respectivas relaciones se detallan en las secciones posteriores.

3. Herramienta de dibujo

A lo largo de esta sección se engloba una explicación básica del el programa de diseño para el modelado.

La herramienta a utilizar se llama CATIA V5, un programa informático de diseño realizado por Dassault Systèmes; en concreto se ha usado la versión Catia V5 R19. Este programa se emplea sobre todo por su gran versatilidad en el ámbito del diseño industrial. Además, se ha elegido el uso de este programa para el trabajo en cuestión debido a la estrecha relación que guarda con las asignaturas del Grado en Ingeniería Aeroespacial impartidas en la Universidad de Sevilla, en particular la asignatura de "Diseño y Fabricación Asistido Por Ordenador", de la cual es docente y coordinador el tutor de este proyecto.

Esta herramienta de diseño cuenta con diversos módulos. En este trabajo se van a trabajar únicamente el módulo "Mechanical Design", para el modelado y montaje de las distintas partes que componen la caja, y "Digital Mockup" para el uso de "DMU Kinematics", con el objetivo de realizar una animación del sistema. A continuación se detallan los distintos módulos aquí mencionados.







3.1. Mechanical Design






Dentro del propio módulo se usará el "Part Design" para el modelado de piezas sólidas, y el "Assembly Design" para el montaje conjunto de estas piezas. Además se usará "Wireframe and Surface Design" como ayuda a la creación de ciertas superficies más complejas que no pueden ser definidas mediante las herramientas del "Part Design".

Cada uno de estos bloques tiene muchas herramientas, en lo que sigue se detallan aquellas son más utilizadas o críticas para el modelado de este trabajo:







Part Design



- *Point* , *line*  y *plane*  generan una punto, línea o plano, respectivamente, en el espacio.
- *Sketch*  la herramienta básica para el modelado en 3D, con ella se crea un dibujo en 2D y mediante el uso del resto de herramientas se crea el cuerpo sólido.
- *Pad*  genera una extrusión del Sketch en una de las direcciones normales a su plano.
- *Rib*  es similar al *pad* pero siguiendo una curva definida por el usuario, no necesariamente una trayectoria recta.

- *Shaft*  es análogo a los dos anteriores, pero éste genera un sólido mediante la revolución de un perfil.
- *Pocket*  realiza un vaciado a una superficie con una geometría definida por el usuario.
- *Groove*  a diferencia del *pocket*, realiza un vaciado de revolución.
- *Thick Surface*  y *Close Surface*  ambas herramientas convierten una superficie, definida mediante el módulo *Wireframe and Surface Design*, en un sólido. La primera le da un espesor a la superficie mientras que la segunda rellena una superficie cerrada.

Wireframe and Surface Design

- *Helix*  genera una hélice. Esta herramienta es indispensable para el tallado de los dientes en engranajes helicoidales.
- *Extrude*  crea una superficie a partir de la prolongación de otra superficie o una curva.
- *Trim*  corta mutuamente dos superficies que intersectan.
- *Intersect*  genera la intersección de un elemento con otro, estos elementos pueden ser líneas, superficies, planos o cuerpos sólidos.
- *Join*  junta varias superficies.
- *Fill*  genera una superficie a partir de su perímetro.

Assembly Design

Este módulo se utiliza para definir las posiciones relativas de las distintas piezas que conforman el modelo.

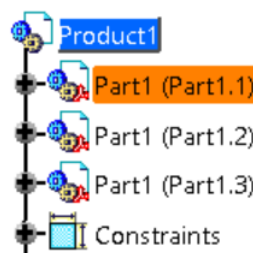









Fig. 3.1: Árbol del "Assembly Design".

El "Product" es el conjunto de todas estas piezas, cada una de las cuales se denomina "Part", y las "Constraints" son las distintas restricciones existentes entre las partes.

Estas restricciones son:

- *Coincidence*  hace coincidir los ejes de 2 elementos.
- *Contact*  establece el contacto entre dos superficies.
- *Offset*  determina la distancia entre dos elementos de distintas partes.
- *Angle*  establece un determinado ángulo.
- *Fix*  establece la posición de una de las partes como fija.

Adicionalmente a las operaciones de cada bloque, hay que destacar la función *Apply Material*  que asigna un material a cada pieza. En el caso de estudio, ya que la caja de velocidades se emplea con fines docentes, viene pintada en colores vistosos para diferenciar cada parte. De tal forma, en vez de aplicar material, la misma herramienta posibilita aplicar colores, con ellos se ha intentado representar fielmente los mismos colores que utiliza la caja actualmente.

Otra función muy interesante es *Formula* , que no sólo permite definir ángulos, distancias, tiempo, velocidades, etc., sino también las relaciones entre ellas. Esta herramienta se ha usado para definir inicialmente las cotas que definen las piezas para después hacer referencia a dichas cotas de manera más precisa. Definiendo por tanto desde el inicio del modelado todas las medidas basta con posteriormente aplicarlas en los parámetros que se irán introduciendo en el diseño. La decisión de usar esta función se toma en primera instancia por el desconocimiento *a priori* de ciertas medidas, que posteriormente son tomadas en el laboratorio para completar de una forma veraz el diseño y por otro lado, basta definir un engranaje y el resto de ellos se crean simplemente cambiando los valores que definen el engranaje.



3.2. Digital Mockup

DMU Kinematics






Este módulo posibilita darle movimiento al conjunto previamente diseñado mediante *Part Design* y montado usando *Assembly Design*. Para ello, es necesario definir las relaciones de movimiento que hay entre los distintos componentes, por medio del paquete de herramientas *joints*, entre las cuales hay que destacar:

- *Revolute joint*  esencial para obtener las revoluciones de los distintos ejes y engranajes.

- *Rigid joint*  define piezas que se mueven solidarias. Éste es el caso tanto de los embragues como del freno, que se mueven, o bien rígidamente unos discos con otros en el caso de los embragues 1 y 2, o bien rígidamente con "tierra", lo que implica velocidad nula, para el caso del embrague 3 y el freno.
- *Gear joint*  esta función genera el movimiento de un engranaje con otro, necesita como entrada dos *revolute joints*, el ratio entre ambos (definido mediante la relación de sus diámetros primitivos) y el sentido de giro entre ellos (mismo sentido o sentido inverso).

Es esencial tener en cuenta que CATIA requiere de al menos una variable para definir el mecanismo. En el caso de la caja, como todo está definido por giros, se emplea un ángulo como variable, para lo cual resulta intuitiva la elección del ángulo de giro del eje de entrada. Esta opción se implementa marcando la casilla adecuada del *joint* que se quiera variar. Como se trata de un ángulo, hay que buscar la casilla "Angle driven" dentro de las opciones del *joint* del eje de entrada. En el caso en que se marque en más de una relación dicha casilla, el mecanismo tendrá más de una variable, es decir, más de un grado de libertad.

Para terminar de definir el problema, hay que seleccionar obligatoriamente un elemento fijo a través del comando *Fix* . En el caso de la caja de cambios, se fija la bancada a la cual va anclada, que se corresponde con Tierra.

Una vez definido el mecanismo, si no hay errores, debe aparecer un mensaje indicando que puede comenzar la simulación, que se realiza mediante el comando *Simulation*  o *Simulation with Commands* .

4. Caja de Cambios

Las cajas de cambio automáticas son muy frecuentes en los Estados Unidos, mientras que en Europa, por el contrario, se ha apostado siempre por cajas manuales. Esto se debe a que la caja de cambios viene completamente inmersa en aceite, el mismo que se utiliza para actuar los pistones. Este fluido es muy viscoso, por lo que se necesita un vehículo muy potente, lo que implica un consumo elevado de gasolina. Es por esto, y por la comodidad de su uso, por lo que tradicionalmente en los Estados Unidos se viene usando este tipo de cajas de cambio mientras que en Europa se ha optado por cajas de cambio manuales.

La caja se encuentra a la salida del motor, pero ésta no se conecta directamente a él, sino a través de un convertidor de par, la bomba de aceite y la caja de válvulas. Estos son los encargados de transmitir el aceite a través de las diversas canalizaciones, de manera que llegue a distintas partes de la caja y, en el momento necesario, haga actuar los pistones de los embrague o la pinza del patín de freno.

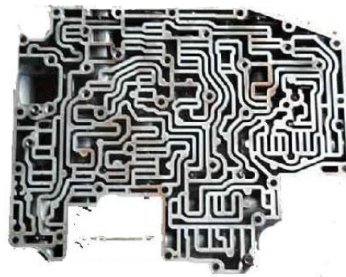


Fig. 4.1: Caja de válvulas.

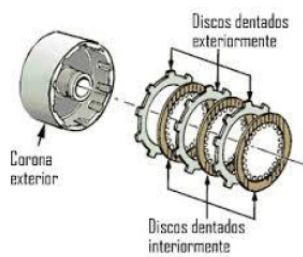


Fig. 4.2: Sistema de embrague.

Por su parte, los distintos embragues consisten en el uso de discos de arrastre (dentados en su interior) y de compresión (dentados en su exterior) y un pistón. Los de

arrastre se moverán solidariamente con una carcasa de menor diámetro mientras que los de compresión lo harán con una exterior. En el momento en que se el pistón ejerce presión entre ellos, estos se comprimen ya que tienen el movimiento restringido y por ello se ven obligados a girar solidariamente, con lo que la carcasa exterior e interior a ellos girarán con la misma velocidad angular.

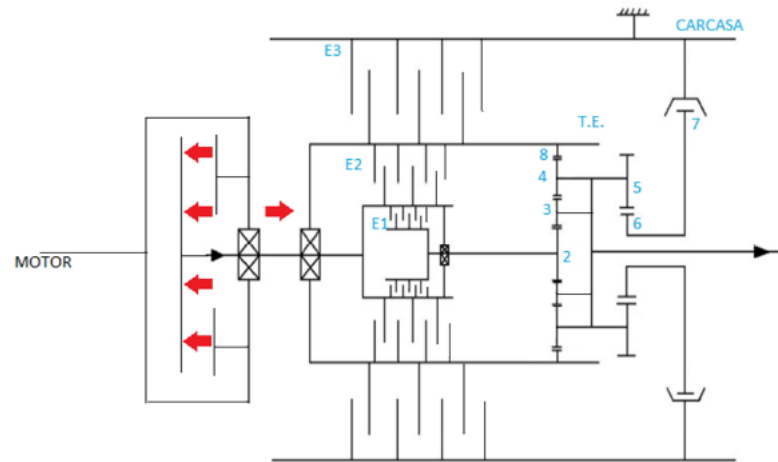


Fig. 4.3: Esquema de la caja de cambios.

Observando ahora el esquema presente en la Figura 4.3², cada una de sus partes se lista a continuación:

- E_1 , E_2 y E_3 son los distintos embragues
- 2 es el planetario pequeño
- 3 son los satélites cortos
- 4 y 5 los satélites largos
- 6 es el planetario grande
- 7 es el freno de tambor
- 8 es la corona

donde los satélites 2, 3 y 4 están unidos mediante el eje portasatélites, o eje de salida.

²Esquema obtenido a partir de [5]

Entre la salida del motor y el eje de entrada a la caja se encuentra el mencionado convertidor de par y la bomba de aceite.

Como ya se ha comentado, el hecho de accionar un embrague solidariza ambas carcasas, exterior e interior a él. Cabe por tanto destacar el hecho de que la *Carcasa* está anclada al chasis del coche, por lo que no puede girar y, por tanto, todo lo que se conecte a ella tendrá un giro nulo.

Muchas de las piezas presentan huecos o cortes de ciertas secciones con fines didácticos, para mostrar los elementos de su interior. Debido a ello, se han realizado eliminación de material en otras zonas para compensar la pérdida de material anterior. Otras huecos, por el contrario, son los conductos por los que el aceite circularía para poder llegar a todo el sistema.

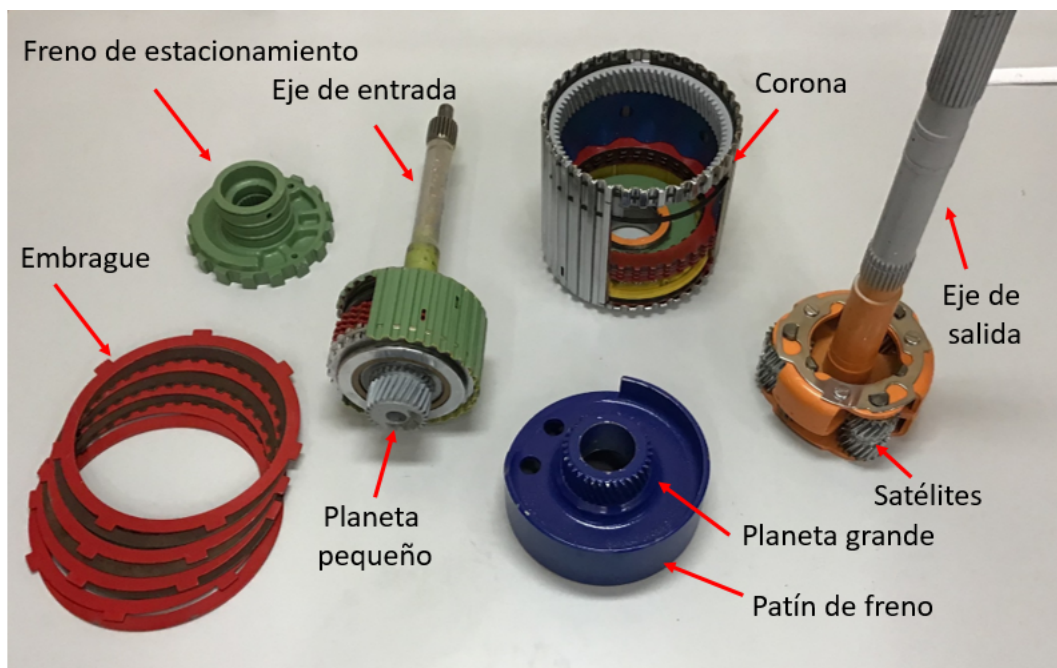


Fig. 4.4: Conjunto de piezas.

A continuación se muestran las fotografías tomadas de la maquinaria presente en el taller, cuyas partes se detallan en profundidad. Las fotografías intentan enseñar lo mejor posible la disposición de las piezas y su construcción, aunque no podrá enseñarse el despiece completo debido a las limitaciones existentes en él, ya que hay partes que no pueden ser separadas. El conjunto de las piezas puede verse en la Figura 4.4, las cuales presentan colores vistosos para identificar fácilmente los elementos.

4.1. Embrague

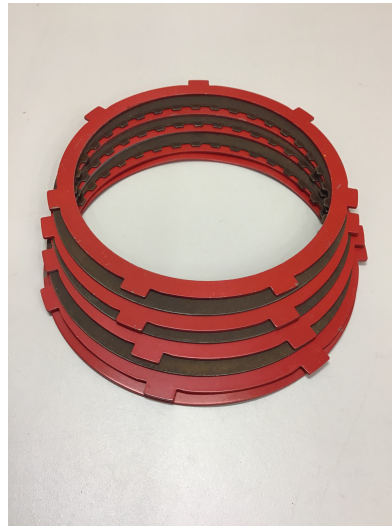


Fig. 4.5: Fotografía del sistema de embrague.



Fig. 4.6: Fotografía del pistón.

Los embragues constan de 4 discos de compresión y 3 de arrastre. Al comprimir uno contra otro mediante el uso del pistón, éstos se ven obligados a girar solidarios, por lo

que conectan las dos piezas con las que están en contacto, una interior y una exterior.

La compresión del pistón se realiza mediante el movimiento de aceite dependiendo del régimen del vehículo (la posición del acelerador, el uso del freno, etc.). El sistema de válvulas posibilita dicho flujo de aceite, que acciona el pistón y éste a su vez comprime los discos del embrague. Debido a que la compresión se realiza de manera brusca, entre el pistón y el embrague se aloja un disco que presenta una forma irregular para así absorber la energía del choque de manera que la compresión de los discos de embrague se realice de una manera lineal.

Las fotografías muestran el embrague 3 y su pistón, mientras que los otros dos embragues tienen su respectivo pistón, que será accionado mediante el ya mencionado uso de las válvulas y las canalizaciones del aceite.

4.2. Eje de entrada y planeta pequeño



Fig. 4.7: Fotografía del eje de entrada.

Hay que destacar que el eje de entrada tiene un engranaje acoplado, el cuál gira independientemente del él. Sólo en el caso en que se presione su embrague (E_1), el planeta pequeño gira solidario a él.



Fig. 4.8: Fotografía del planeta pequeño.

4.3. Corona



Fig. 4.9: Fotografía de la corona y su carcasa.

Por su parte, esta pieza tiene un embrague (E_2). Con él se puede entender mejor el funcionamiento del embrague. Los discos pintados en rojo son los de compresión, que giran solidarios con la carcasa de aluminio y, por tanto, con la corona; por otro lado, los discos de color oscuro son los de arrastre, los cuales giran solidariamente con la pieza interior, en este caso, la carcasa del eje de entrada.

En el momento en que la presión en la parte inferior aumenta, el pistón (pintado en amarillo) se ve forzado a desplazarse y comprime los discos de embrague entre sí. Esta fuerza de compresión es la que hace que ambos discos comiencen a girar solidariamente, con lo que existe una transmisión del movimiento entre ambas piezas.

4.4. Eje portasatélites y satélites

El eje portasatélites es el eje de salida de esta caja de cambio. Para que se produzca el movimiento de salida, hay que forzar que los satélites no sólo roten, sino que además se trasladen, para ello habrá que frenar alguno de los engranajes.

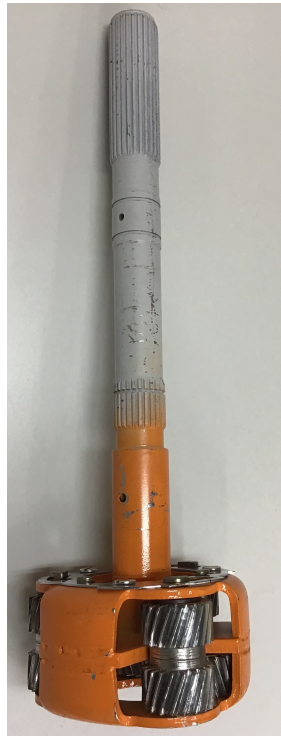


Fig. 4.10: Fotografía del eje portasatélites.

En las fotografías de las Figuras 4.10 y 4.11 se puede apreciar cómo el tren epicicloidal

está formado por 3 satélites, uno interior y un par de engranajes hermanos exteriores, ésta es la configuración por la que recibe el nombre de tren epicycloidal de tipo *Ravigneaux*. El satélite interior se utiliza para invertir el giro únicamente, de manera que las configuraciones planteadas en la Sección 4.8 sean posibles.



Fig. 4.11: Fotografía de detalle de los satélites.

4.5. Planeta grande y disco de freno

Esta pieza engrana con el satélite doble. El disco puede ser frenado por una abrazadera de manera que quede rígidamente unido con la carcasa, la cual tiene velocidad nula, éste sería el freno 7 de la Figura 4.3.



Fig. 4.12: Fotografía del patín de freno y planeta.

4.6. Freno de estacionamiento



Fig. 4.13: Fotografía del freno de estacionamiento.

La carcasa tiene una pinza que, al ser accionada al seleccionar la función *Parking*, bloquea el freno de estacionamiento, el cual gira con el eje portasatélites, de manera que impide cualquier movimiento en la salida de la caja de cambios. A su vez, se activa el bloqueo de las ruedas para que no recaiga todo el peso del coche sobre este punto de contacto.



Fig. 4.14: Fotografía del sistema de freno.

4.7. Conjunto montado

Una vez detallada cada pieza por separado, la Figura 4.15 es una fotografía de las piezas principales del conjunto.

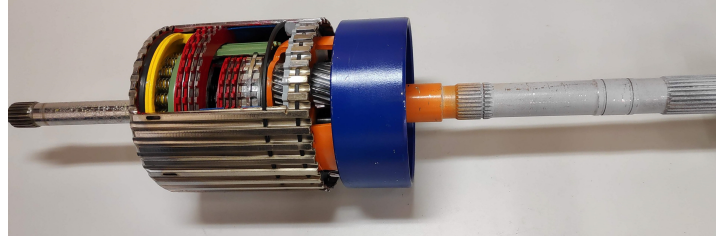


Fig. 4.15: Fotografía del conjunto.

4.8. Relaciones de velocidades

Si se introduce movimiento angular en el eje de entrada, éste gira libremente. Si, por el contrario, se acciona el embrague 1, se introduce un movimiento giratorio en todos los engranajes, pero no se produce una traslación de los satélites y en consecuencia no hay rotación del eje de salida. Únicamente con el accionamiento conjunto de los embragues y el freno 7 se puede transmitir movimiento al eje de salida, ya que, al dejar inmóvil alguno de los engranajes se obliga a los satélites a trasladarse a la vez que rotan sobre sí mismos.

Esta caja tiene 3 grados de libertad, por lo que mediante el uso de 2 mecanismos (embragues y/o freno) se reduce a un único grado de libertad, es decir, sólo hay un movimiento posible. Lo que implica que dada una entrada existe una única salida.

Existen tres posibles velocidades de avance (el sentido de giro de entrada y salida son el mismo) y una marcha atrás (sentidos de giro contrarios).

Todas las configuraciones se presentan en la tabla 4.1 dependiendo del embrague o freno que se acciona, marcados con una "x" (las configuraciones que no se contemplen en dicha tabla llevan a una configuración de bloqueo de los engranajes, no son posibles o simplemente no producen un movimiento de salida).

En la Tabla 4.1 r es la desmultiplicación, es decir, la velocidad de entrada dividido entre la de salida, mientras que η representa el inverso de dicho factor.

En lo que resta de esta sección se procede al desarrollo de los cálculos realizados para cada velocidad, teniendo en cuenta las relaciones que se enumeran en la sección 4.9. También se muestran los distintos esquemas simplificados para las configuraciones, en los que, en algunos casos, se obvian ciertas partes del tren ya que no cumplen ninguna

	E_1	E_2	E_3	7	r	$\eta_s = w_s/w_e$
1ª marcha	x			x	2,38	0,42
2ª marcha		x		x	1,49	0,67
3ª marcha	x	x			1	1
Marcha atrás	x		x		-1,96	-0,51

Tabla 4.1: Distintas relaciones de velocidades.

función por el hecho de girar libremente, de manera que no afecta al conjunto.

Los números de dientes que se utilizarán son los que tiene la caja real:

- $Z_2 = 25$
- $Z_3 = 16$
- $Z_4 = Z_5 = 19$
- $Z_6 = 35$
- $Z_8 = 73$

1ª relación de velocidades

Se accionan E_1 y 7

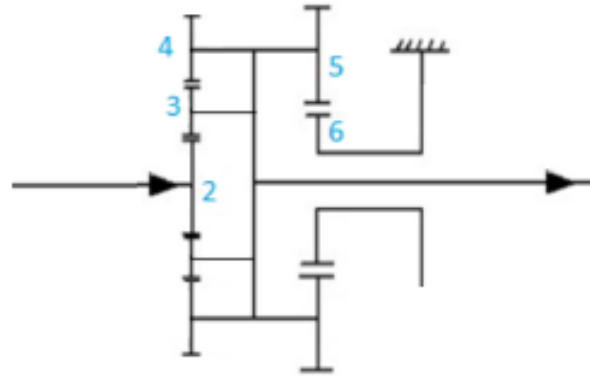


Fig. 4.16: Esquema simplificado para la 1ª velocidad.

$$|\eta_s| = \frac{\omega_{6S}}{\omega_{2S}} = \frac{Z_6 \cdot \cancel{Z_4}}{\cancel{Z_5} \cdot Z_2} = 0,71 \quad (4.1)$$

$$\frac{\omega_6^0 \omega_S}{\omega_2 - \omega_S} = -0,71 \Rightarrow \frac{\omega_S}{\omega_2} = \boxed{\eta_1 = 0,42} \quad (4.2)$$

2ª relación de velocidades

Se accionan E_2 y 7

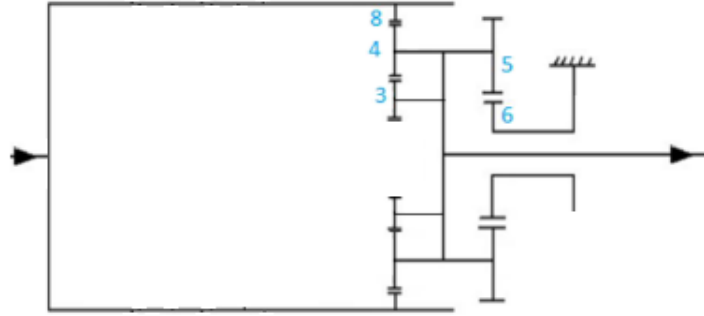


Fig. 4.17: Esquema simplificado para la 2ª velocidad.

$$|\eta_S| = \frac{\omega_{6S}}{\omega_{8S}} = \frac{\omega_6 \omega_5}{\omega_5 \omega_8} = \frac{\cancel{Z_5} \cdot Z_8}{\cancel{Z_4} \cdot Z_6} = 2,08 \quad (4.3)$$

Por tanto, al fijar el freno queda:

$$\frac{\omega_6^0 \omega_S}{\omega_8 - \omega_S} = -2,08 \Rightarrow \frac{\omega_S}{\omega_8} = \boxed{\eta_2 = 0,67} \quad (4.4)$$

3ª relación de velocidades

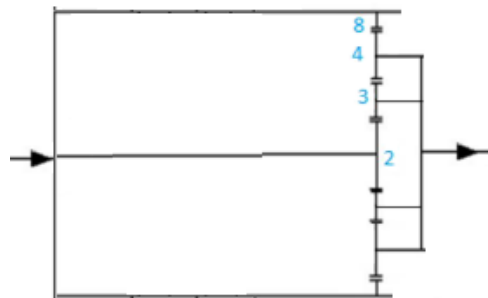


Fig. 4.18: Esquema simplificado para la 3ª velocidad.

Al accionar E_1 y E_2 conjuntamente, el planeta pequeño y la corona tienen la misma velocidad angular, igual a la de entrada. En dicho caso se obliga al conjunto completo a girar como un sólido rígido, con lo que la velocidad de salida es la misma a la de entrada, por tanto se trata de una relación de velocidad 1:1.

$$\boxed{\eta_3 = 1} \quad (4.5)$$

Marcha atrás

Se accionan E_1 y E_3

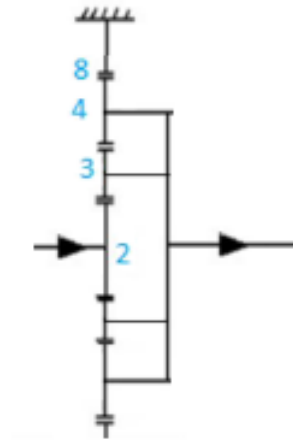


Fig. 4.19: Esquema simplificado para la marcha atrás.

$$|\eta_S| = \frac{\omega_{8S}}{\omega_{2S}} = \frac{Z_2}{Z_8} = 0,34 \quad (4.6)$$

$$\frac{\omega_8^0 - \omega_S}{\omega_2 - \omega_S} = 0,34 \implies \frac{\omega_S}{\omega_2} = \boxed{\eta_r = -0,52} \quad (4.7)$$

Efectivamente, se observa como, para la marcha de retroceso, la relación entre la salida y la entrada es inversa, con lo que el giro de salida es contrario al de entrada.

4.9. Desarrollo de la transmisión por engranajes

Para la obtención de los resultados previos, se han desarrollado los cálculos para el tren epicicloidal y haciendo uso de [4] para obtener las fórmulas que gobiernan dichas

transmisiones.

Se utiliza para ello la *fórmula de Willis* para trenes epicicloidales. Para explicar dicha fórmula se hará uso del ejemplo de la Figura 4.20.

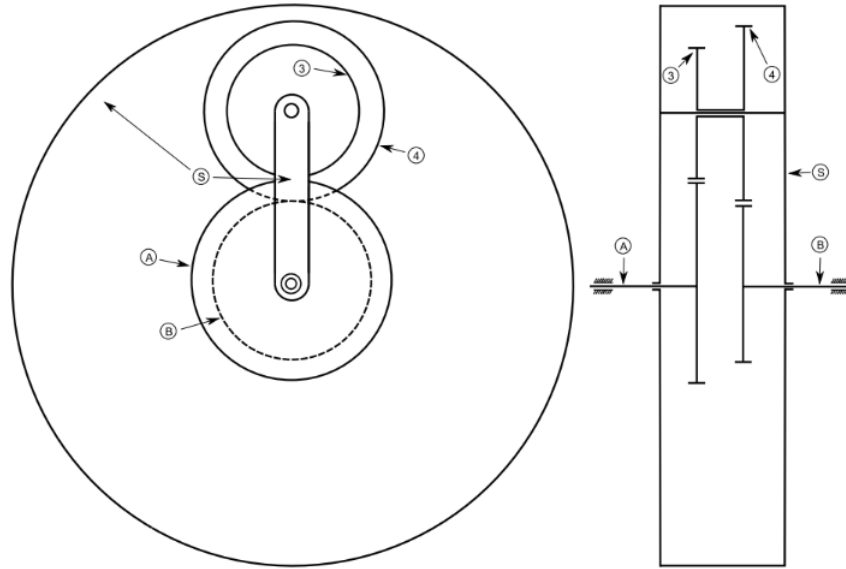


Fig. 4.20: Engranaje epicicloidal.

Al hacer uso de la relación de transmisión, dejando el portasatélites S fijo, se obtiene:

$$|\eta_S| = \frac{\omega_B}{\omega_A} = \frac{\prod Z_{\text{ruedas conductoras}}}{\prod Z_{\text{ruedas conducidas}}} = \frac{Z_4 \cdot Z_A}{Z_B \cdot Z_3} \quad (4.8)$$

con Z el número de dientes.

El valor obtenido es el módulo de la relación de velocidades, para considerar el signo hay que tener en cuenta el giro de los engranajes. Si la entrada gira en el mismo sentido que la salida, será positivo, mientras que si giran en sentidos opuestos será negativo.

Si, por el contrario, se considera el movimiento del portasatélites, esta misma expresión describe el movimiento del mecanismo al introducir las velocidades relativas, esto es:

$$|\eta_S| = \frac{\omega_{BS}}{\omega_{AS}} = \frac{\omega_B - \omega_S}{\omega_A - \omega_S} = \frac{Z_4 \cdot Z_A}{Z_B \cdot Z_3} \quad (4.9)$$

Finalmente, si se fija el eje A ($\omega_A = 0$) o el eje B ($\omega_B = 0$), se obtiene la relación de velocidad η deseada.

5. Modelado de la Caja de Cambios

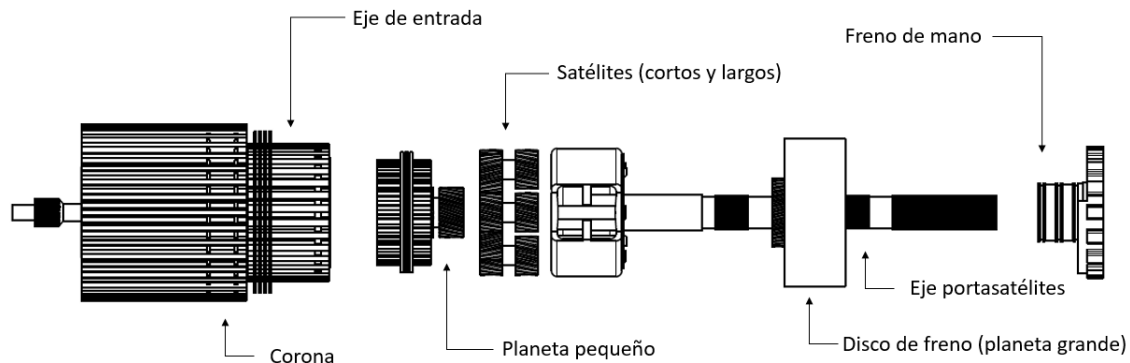


Fig. 5.1: Esquema de las partes de la caja.

Siguiendo la notación establecida en Fig. 2.4, se presenta en la Fig. 5.1 una vista de las distintas partes que componen la caja de velocidades, y cuyo modelado en CATIA ocupará la siguiente sección.

5.1. Engranajes

La parte principal de toda caja de cambio es su sistema de engranajes. Estos engranajes permiten transmitir el movimiento y, dependiendo de aquellos que queden libres se obtiene una relación de transmisión u otra.

Por tanto, la construcción de los engranajes es la parte principal del desarrollo de este proyecto y en la que se ha encontrado mayores dificultades, ya que el tallado del dentado helicoidal no resulta trivial.

A continuación se explica más en detalle la construcción de los engranajes, la cual sigue las pautas establecidas en [2,3] y según la Norma UNE 18 066: *Engranajes rectos y helicoidales*.

5.1.1. Condición de no deslizamiento

Con la transmisión entre engranajes, se busca que el movimiento entre un par de engranajes sea un movimiento de rodadura puro, es decir, se quiere que los engranajes rueden pero no deslicen entre sí.

La condición indispensable para que 2 engranajes rueden sin deslizar es que tengan la misma velocidad tangencial en el punto de contacto.

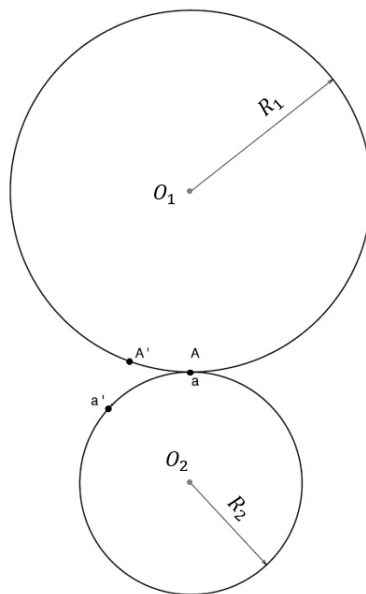


Fig. 5.2: Ruedas de fricción.

Si se consideran dos ruedas de fricción (Fig. 5.2), la condición de no deslizamiento implica que la velocidad de ambas ruedas en el punto $A \equiv a$ sean iguales; por tanto, sabiendo que $v_A = \omega_1 \cdot R_1$ y $v_a = \omega_2 \cdot R_2$, donde ω es la velocidad angular a la que gira cada una de las ruedas, se obtiene:

$$\omega_1 \cdot R_1 = \omega_2 \cdot R_2$$

con lo que resulta:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_2}{R_1} \quad (5.1)$$

La ecuación 5.1 es la relaciones de velocidades angulares necesaria para que exista una rodadura pura entre dos ruedas de fricción, o en su caso, dos engranajes.

Esta misma condición puede expresarse en función de los arcos descritos por ambas circunferencias. Si no existe deslizamiento entre las dos curvas, éstas recorrerán arcos iguales en tiempos iguales. Esto quiere decir que, atendiendo de nuevo a la Fig. 5.2, se deduce que $\widehat{A'A} = \widehat{a'a}$, siempre que en un instante determinado las dos ruedas tuviesen como punto de contacto $a' \equiv A'$ y en un instante posterior se encontrase el punto de contacto en $a \equiv A$.

Continuando con el caso en que se tienen ruedas de presión (dos cilindros lisos con las superficies laterales en contacto, Fig. 5.2), éstas sólo son capaces de transmitir el par si son apretadas entre sí, lo cual provoca que exista un esfuerzo normal en la dirección $\overline{O_1O_2}$, que genera un mayor desgaste debido al alto coeficiente de rozamiento necesario para ello.

Para evitar la problemática anterior, se utilizan engranajes en vez de ruedas dentadas.

5.1.2. Concepto de engranaje

Los engranajes son ruedas en contacto a través de unos entrantes y salientes, denominados dientes, que aseguran la correcta transmisión del par cinemático sin un desgaste elevado.

El perfil de los engranajes no puede ser uno cualquiera, sino que debe cumplir que el punto de transmisión de esfuerzos entre las ruedas se encuentre en la normal común al punto de contacto de los dientes. Dicho punto de contacto debe pertenecer a sendas circunferencias primitivas. Las circunferencias primitivas son el perfil de las ruedas de fricción equivalentes que transmitirían el mismo movimiento que en este caso producen las ruedas dentadas o engranajes.

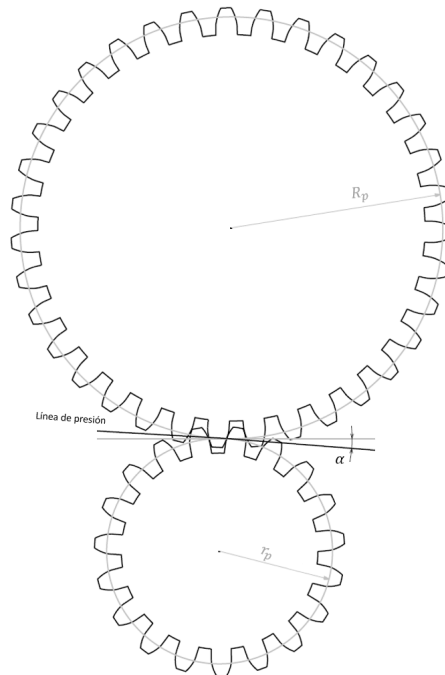


Fig. 5.3: Engranajes.

Por otro lado, el esfuerzo entre un par de dientes que engranan será transmitido según una recta denominada "línea de presión", dicha línea formará un ángulo α con la tangente común a las circunferencias. En la Fig. 5.3 se observan dos engranajes con sus respectivos radios primitivos que, como ya se ha expuesto anteriormente, corresponde al radio de las ruedas de fricción equivalentes; así, dichos radios se denominan R_p y r_p para la rueda grande y la pequeña, respectivamente.

5.1.3. Características de los engranajes

Los engranajes se caracterizan por tres parámetros geométricos principales, a partir de los cuales se pueden obtener todas las características geométricas del perfil del engranaje.

Estos tres parámetros son:

- Z : número de dientes
- m : módulo de presión. Su cálculo se basa en la resistencia de los materiales
- α : ángulo de presión.

Éstos son necesarios para la construcción de la planta del engranaje, sin embargo, para la reproducción del engranaje en 3D, es además necesaria la altura del engranaje. También, para el caso de los helicoidales son necesarios otros parámetros para la construcción de la hélice, que se detallan en la sección 5.2.

El diseño del perfil de un engranaje se muestra en la Fig. 5.4 y para su construcción es necesario determinar el módulo del engranaje, m . Dicho módulo viene normalizado, y puede tomar los valores que se presentan en Tabla 5.1. En ella se encuentra una columna denominada "Diametral Pitch -P-", el cuál toma un papel similar al que tiene el módulo m en caso que las medidas estén tomadas en pulgadas. Así, se define el módulo como $m = \frac{d_p}{Z}$ (ver Tabla 5.2), mientras que el "diametral pitch" se define como la relación entre el número de dientes y el diámetro primitivo, que viene a ser la inversa del módulo, en pulgadas.

Dicho cálculo, como ya se ha mencionado anteriormente, se hace según un cálculo basado en la resistencia de los materiales, sin embargo esto queda fuera de las competencias del presente trabajo, ya que el propósito de éste será el diseño de un modelo ya existente, por lo que basta con determinar el módulo de los engranajes en función de sus parámetros geométricos.

Una vez obtenido el módulo normalizado, m , y con el número de dientes, Z , se establecen las relaciones entre los parámetros presentes en la Tabla 5.2. Con estos datos y con la ayuda de la Fig. 5.4 se pueden construir las circunferencias que definen engranaje,

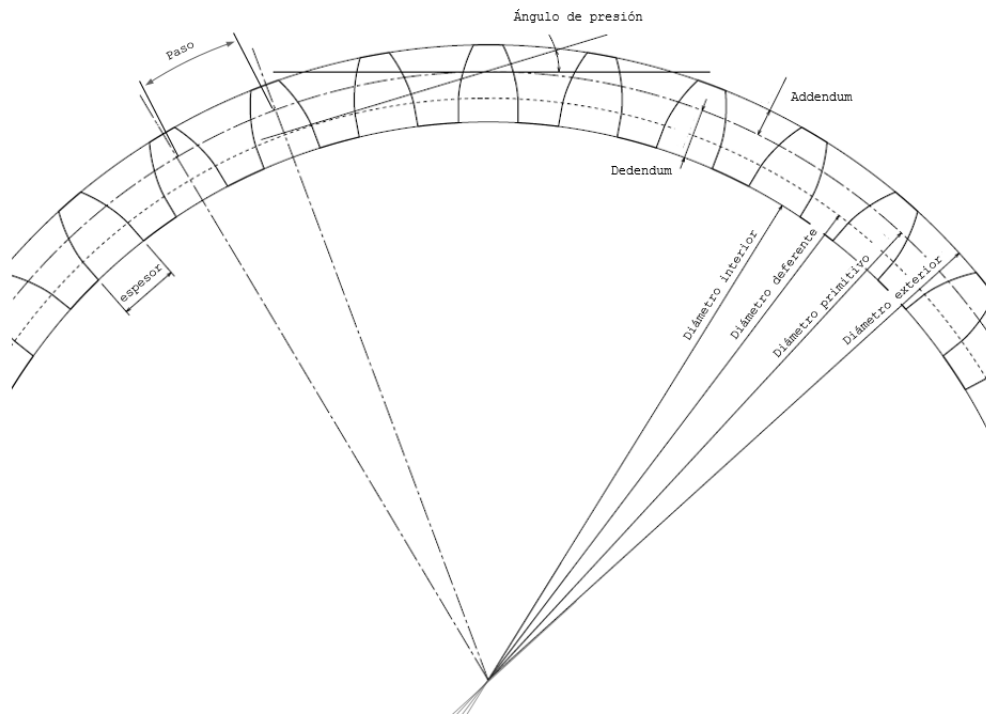


Fig. 5.4: Construcción de un engranaje.

a falta de definir el perfil del diente.

Para establecer el perfil de los dientes en contacto se pueden usar varias curvas, con la condición de que se contorneen mutuamente. En la práctica, para el trazado de dientes en los engranajes cilíndricos, se emplean la evolvente de círculo y las curvas cicloidales. En este proyecto se usa el Método de Grant, cuyas bases se muestran a continuación.

Método de Grant

El Método de Grant es un método aproximado que sustituye el trazado de la evolvente por dos arcos de circunferencia (o uno, dependiendo del número de dientes).

Dichos arcos se trazan desde la circunferencia deferente, y su radio se obtiene al multiplicar el módulo por los coeficientes de la Tabla 5.3.

La tabla de Grant define los coeficientes r_1/m y r_2/m para las ruedas cuyo número de dientes esté comprendido entre 10 y 36; y r/m para las ruedas con un número de dientes entre 36 y 360.

Módulo - m -		Diametral Pitch - P -	
1	1,125	20	18
1,25	1,375	16	14
1,5	1,75	12	11
2	2,25	10	9
2,5	2,75	8	7
3	3,5	6	5,5
4	4,5	5	4,5
5	5,5	4	3,5
6	7	3	2,75
8	9	2,5	2,25
10	11	2	1,75
12	14	1,5	
16	18	1,25	
20	22	1	0,875
25	28	0,75	
32	36	0,625	
40	45	0,5	
50			

Tabla 5.1: Módulos normalizados.

Engranaje helicoidal de ejes paralelos

Para terminar con la introducción acerca de la construcción de engranajes, es importante destacar cómo se construye un engranaje helicoidal, el cual se encuentra presente en la caja de cambios de este proyecto.

A diferencia de un engranaje recto, en el que al cortar el engranaje por planos perpendiculares a su eje se obtiene una sección similar a la que se puede ver en Fig. 5.4, en un engranaje helicoidal la sección anterior es siempre perpendicular a una hélice, por tanto se debe diferenciar entre "plano normal", el perpendicular a la hélice, y "plano aparente", el perpendicular al eje. Existe entonces un ángulo β que define dicha hélice, y que debe ser igual para dos ruedas que engranan entre sí, pero teniendo en cuenta que ambas hélices deben tener sentido de inclinación contrarios para poder engranar.

Módulo	m	Cálculo basado en resistencia de materiales
Nº de dientes	Z	Basado en la relación de velocidades
Paso	p	$\pi \cdot m$
Addendum	a	$a = m$
Dedendum	b	$b = 1,25 \cdot m$
Diámetro primitivo	d_p	$d_p = m \cdot Z$
Diámetro exterior	d_e	$d_e = m(Z + 2) = d_p + 2 \cdot a$
Diámetro interior	d_i	$d_i = m(Z - 2,5) = d_p - 2 \cdot b$

Tabla 5.2: Parámetros geométricos de un engranaje.

Tabla de Grant (ángulo de ataque $\alpha = 15$)										
Nº dientes	Coeficiente		Nº dientes	Coeficiente		Nº dientes	Coeficiente		Nº dientes	Coeficiente único
	Cabeza	Base		Cabeza	Base		Cabeza	Base		
10	2,28	0,69	19	3,22	1,79	28	3,92	2,59	37-40	4,20
11	2,40	0,83	20	3,32	1,89	29	3,99	2,67	41-45	4,63
12	2,51	0,96	21	3,41	2,06	30	4,06	2,76	46-51	5,06
13	2,62	1,09	22	3,49	2,15	31	4,13	2,85	51-60	5,74
14	2,72	1,22	23	3,57	2,24	32	4,20	2,93	61-70	6,52
15	2,82	1,34	24	3,64	2,33	33	4,27	3,01	71-90	7,72
16	2,92	1,46	25	3,71	2,42	34	4,33	3,09	91-120	9,78
17	3,02	1,57	26	3,78	2,50	35	4,39	3,16	121-180	13,38
18	3,12	1,69	27	3,85		36	4,45	3,23	181-160	21,62

Tabla 5.3: Coeficientes del dentado.

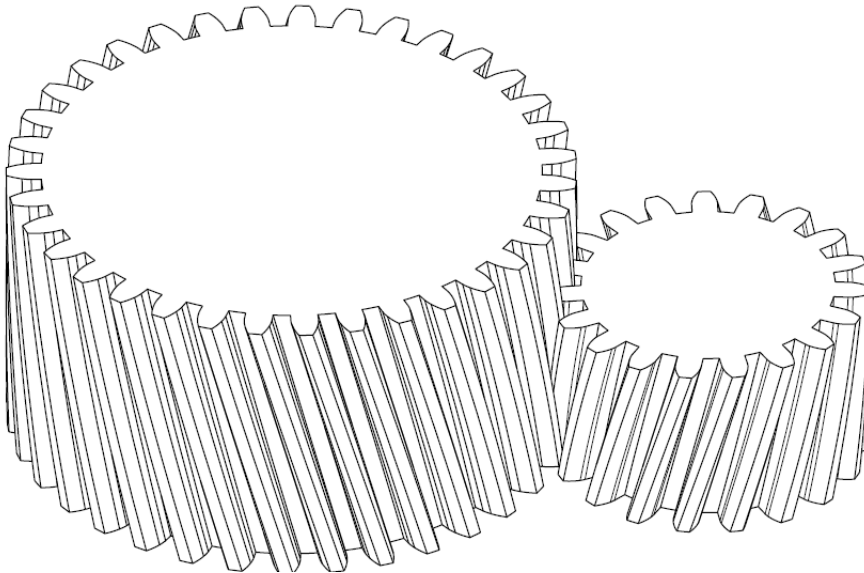


Fig. 5.5: Par de engranajes helicoidales de ejes paralelos.

5.2. Modelado en CATIA V5 de un engranaje helicoidal

Siguiendo el desarrollo anterior, se ha modelado en CATIA V5 cada uno de los engranajes que conforman el presente tren epicicoidal. A continuación se describe detalladamente el modelado del engranaje del satélite doble, y los demás seguirán el mismo procedimiento cambiando el número de dientes y la altura. El módulo, que quedará definido según la relación entre los distintos engranajes, es el mismo para todos ellos.

Por tanto, lo primero que hay que calcular es el módulo normalizado, lo cual no resulta trivial ya que puede ser que los dientes estén recortados o que no se adapten exactamente a dicho módulo normalizado.

Para calcular el módulo, se usa la relación de la Tabla 5.2: $d_e = d_p + 2 \cdot a = m \cdot (Z + 2)$. Despejando m :

$$m = \frac{d_e}{Z + 2} \quad (5.2)$$

Midiendo el diámetro exterior del satélite, $d_e = 34,55mm$ y $Z = 19$, se obtiene:

$$m = 1,65mm \leftrightarrow P = 15,44'' \quad (5.3)$$

Si se realiza el mismo procedimiento para otra rueda con la que engrana, se ha escogido el planetario grande ya que puede ser manipulado para medir:

$$\begin{aligned} d_{ext} &= 59,15mm; Z = 35 \\ m &= 1,6mm \leftrightarrow P = 15,89'' \end{aligned} \quad (5.4)$$

Atendiendo a los módulos normalizados (Tabla 5.1), el módulo y *diametral pitch* de los engranajes se encuentran, para ambos engranajes, en valores comprendidos entre:

$$m = 1,5 \text{ ó } 1,75 \text{ mm} \quad (5.5)$$

$$P = 14 \text{ ó } 16'' \quad (5.6)$$

Tomando los valores de 5.5 ó 5.6, se tienen las siguientes configuraciones:

Satélite ($Z = 19$; $d_e = 34,55mm = 1,36''$)

$$\begin{aligned} \nearrow m = 1,5mm &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 28,5mm \\ a = 1,5mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 31,5mm \\ \searrow m = 1,75mm &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 33,25mm \\ a = 1,75mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 36,75mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nearrow P = 14'' &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 34,47mm \\ a = 1,81mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 36,09mm \\ \searrow P = 16'' &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 30,16mm \\ a = 1,59mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 33,34mm \end{aligned}$$

Planeta ($Z = 35; d_e = 59,15mm = 2,33''$)

$$\begin{aligned} \nearrow m = 1,5mm &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 52,5mm \\ a = 1,5mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 55,5mm \\ \searrow m = 1,75mm &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 61,25mm \\ a = 1,75mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 64,75mm \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \nearrow P = 14'' &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 63,5mm \\ a = 1,81mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 67,12mm \\ \searrow P = 16'' &\rightarrow \left\{ \begin{array}{l} d_p = 55,56mm \\ a = 1,59mm \end{array} \right\} \rightarrow d_{ext} = 58,74mm \end{aligned}$$

Tras contemplar las distintas configuraciones, se decide tomar $P = 16''$ por ser la que más se aproxima en ambos casos. Por tanto, el módulo resulta:

$$\boxed{m = 1,59mm} \quad (5.7)$$

Una vez obtenido el módulo de los engranajes, se aplica el procedimiento del apartado 5.1 al modelo en CATIA de la siguiente forma:

Primero se obtiene un cilindro de diámetro d_p y altura la propia del engranaje. Se genera una hélice tangente a dicho cilindro y se elimina la corona circular de manera que el diámetro final del cilindro sea el diámetro interior (se puede obtener el mismo resultado generando directamente un cilindro de diámetro el diámetro interior).

Para el cálculo de la hélice es necesario conocer su paso. Para determinarlo se necesita el ángulo β que forma la generatriz con la vertical. Para que los engranajes helicoidales engranen entre sí, dicho ángulo debe ser el mismo para todos ellos.

Se ha definido, por tanto, un valor aproximado de él:

$$\beta = 15^\circ$$

Por lo que queda:

$$paso = \pi \cdot d_p \cdot \tan(\beta) \approx 4,98mm$$

En un plano perpendicular a la hélice, se construye en un *sketch* un diente como viene reflejado en la Figura 5.4 y siguiendo el método de Grant (ver tabla 5.3), con un ángulo de presión de 15° , $m = 1,59$ y $Z = 19$, se obtienen los siguientes valores:

$$\begin{aligned} r_{cabeza} &= 3,22 \cdot m \approx 5,11mm \\ r_{pie} &= 1,79 \cdot m \approx 2,84mm \\ a &= m = 1,59mm \\ b &= 1,25 \cdot m = 1,98mm \end{aligned}$$

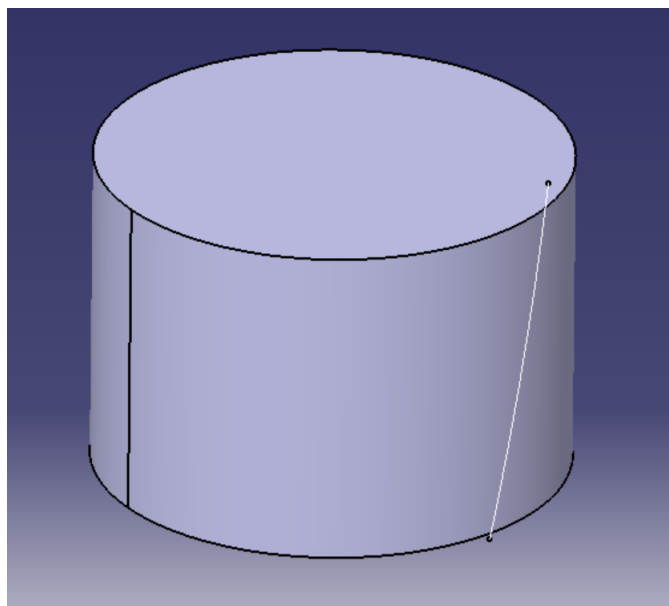


Fig. 5.6: Cilindro de diámetro dp y hélice.

Una vez modelado el diente, se usa la herramienta *rib* para que se propague a lo largo de la hélice. Es muy importante establecer la opción *Pulling direction*, ya que ello permite, definiendo el eje del cilindro primitivo, que el perfil del diente se propague girando con la propia hélice.

Para finalizar, basta con realizar un *Circular Pattern* alrededor del eje del cilindro tantas veces como dientes tenga el engranaje, en este caso, 19.

A esta construcción hay que eliminar el exceso de los dientes que resulta del *Rib*, tanto por la parte superior como inferior, realizando un *Pocket* en ambas caras del cilindro.

Esta construcción no es la única posible, también se podría haber realizado primero un cilindro de diámetro el exterior, al que posteriormente se le elimine la parte inversa del diente, que es el procedimiento que sigue, por ejemplo, una fresadora para obtener el perfil de los dientes. Sin embargo, se ha decidido diseñarlo de esta forma por comodidad del modelado y por el estudio que se ha hecho previamente. En ambos casos, el resultado es la misma pieza.

Este mismo método se ha usado para los diferentes engranajes, de hecho, gracias al comando *Formula*, se puede definir previamente todos estos parámetros y las relaciones que existen entre ellos, debiendo sólo cambiar en el modelo de un nuevo engranaje el número de dientes (Z), los coeficientes de cabeza y pie (que dependen del nº de dientes)

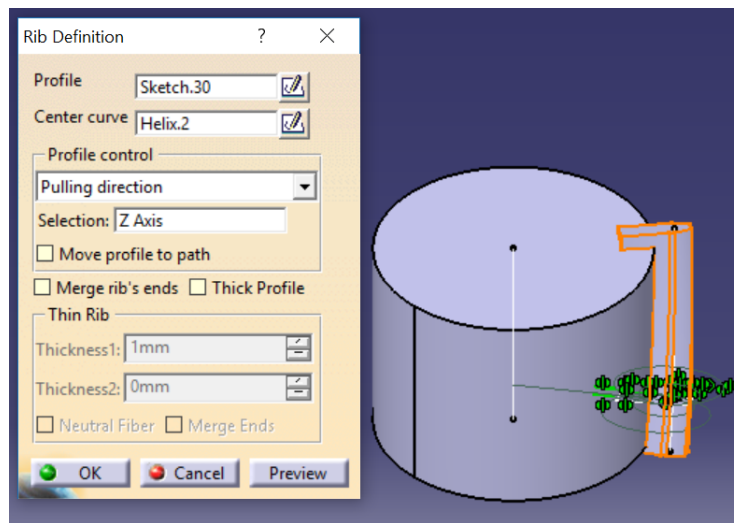


Fig. 5.7: Modelado de un diente.

y la altura del engranaje, ya que los demás parámetros son comunes para todas las ruedas que engranan o dependen de los anteriores.

Para finalizar, hay que tener cuidado con el sentido de giro de la hélice, ya que se debe observar el modelo real y definir si su giro es horario o antihorario, dependiendo de aquellos con los que engrane.

A continuación se presenta el modelado de la caja de cambios mediante CATIA V5, pero antes hay que destacar que el hecho de que la mayor parte de las piezas están formada por más de un elemento, lleva a una gran complicación en cuanto al montaje del conjunto completo, ya que habría que introducir muchas *Constraints* en el caso en que estos elementos fuesen diseñados como piezas independientes. Es por ello por lo que se ha decidido dibujar cada pieza como un conjunto de más de un *Body*, en el que cada uno de ellos representa un elemento diverso, siendo el conjunto de estos *bodies* una pieza que se mueve rígidamente, por lo que no hay desplazamientos relativos entre dichos elementos.

5.3. Eje de entrada

En la figura 5.8 se ha representado el eje de entrada junto con el planeta pequeño, estos dos no giran solidarios, solo en el caso en que se accione el Embrague 1.

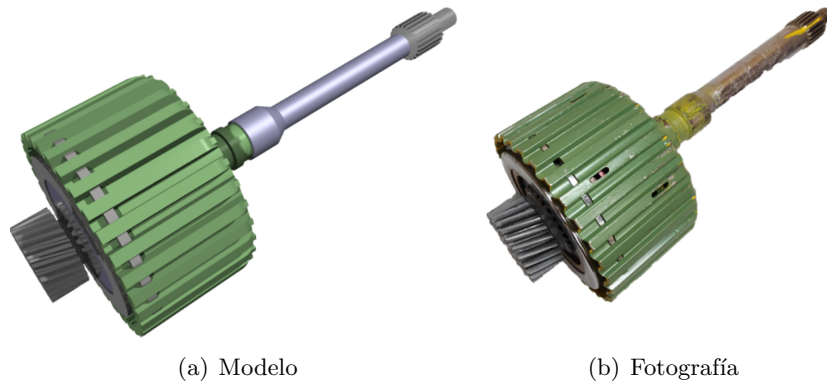


Fig. 5.8: Modelado del eje de entrada.

Por otro lado, en la figura 5.9 se aprecia más en detalle la construcción de la cabeza del eje de entrada. Se ha marcado en un color más transparente para poder apreciar cómo en su interior se encuentran los discos de presión del Embrague 1 mientras que en su exterior están los discos de arrastre del Embrague 2. Para terminar de entender el funcionamiento de los embragues, se explica más en detalle en la sección 5.10.

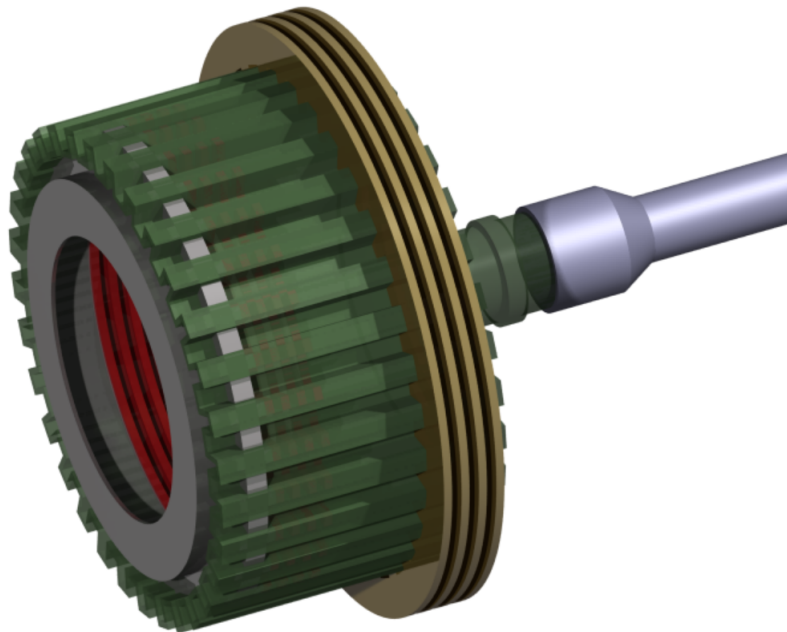


Fig. 5.9: Detalle del eje de entrada.

Cabe recordar que el eje de entrada no va conectado directamente al motor, sino al convertidor de par, y éste al motor.

5.4. Planeta pequeño

Este engranaje tiene un número de dientes $Z = 25$. El sólido en gris se utiliza como medio para transmitir el movimiento entre el eje de entrada y el planeta en el caso en que se presione el Embrague 1.

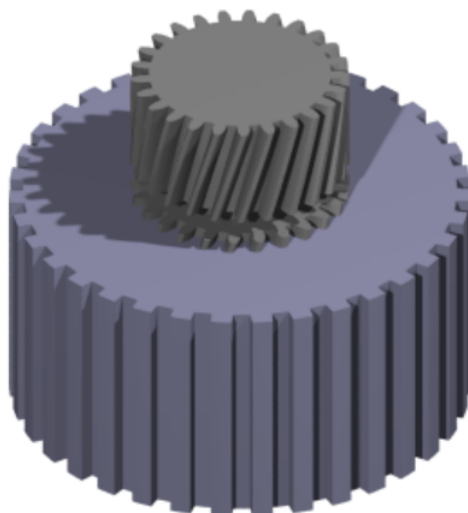


Fig. 5.10: Modelado del planetario pequeño.

5.5. Corona exterior

En esta pieza se muestra la carcasa de aluminio con un color transparente para así apreciar los elementos internos.

Los elementos más importantes son, la carcasa para transmitir el movimiento, la corona (el engranaje, con $Z = 73$) y los discos de compresión interiores (Embrague 2), en rojo modelados.

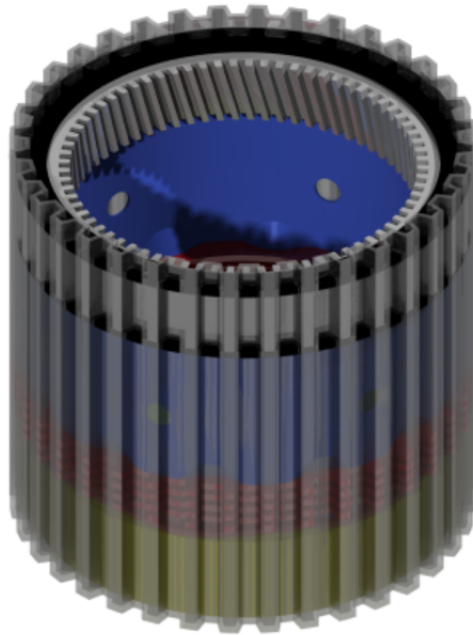


Fig. 5.11: Modelado de la corona exterior.

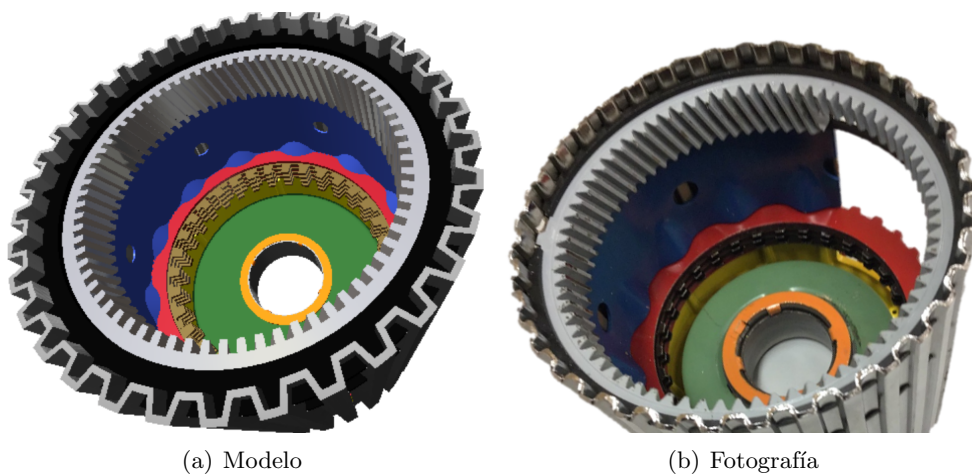


Fig. 5.12: Detalle de la corona exterior.

Para poder modelar la corona se ha seguido el mismo procedimiento que para el resto de engranajes con la diferencia de que se realiza el perfil del diente hacia el interior, por lo tanto el addendum se suma hacia el interior mientras que el dedendum hacia el exterior.

5.6. Satélites

El tren epicicloidal de tipo Ravigneaux se caracteriza porque posee 2 satélites, uno simple (en este caso con $Z = 16$) y otro doble (con $Z = 19$); éste último se llama así porque posee dos ruedas gemelas, idénticas entre sí.

El satélite simple no tiene otra función más que la de cambiar el sentido de giro entre el planeta pequeño y el satélite doble. Sin embargo, se justifica del uso del satélite doble ya que así se permite engranar a la vez con 3 elementos distintos: los planetas (pequeño y grande) y la corona.



Fig. 5.13: Modelado de los satélites cortos y largos.

5.7. Eje de salida

Esta pieza es la conocida como eje de salida, o eje portasatélites.

Gracias al movimiento de traslación de los satélites existe una velocidad angular en el eje de salida el cual va conectado con el eje de transmisión y éste con las ruedas, por lo que hace posible el movimiento del coche.



Fig. 5.14: Eje portasatélites y satélites.

El eje está formado por el propio eje, con un estriado para el freno de *Parking*, y una cabeza a la que se le incorporan los bulones para los satélites, los cuales vienen equiespaciados 120° .

Además, posee hueco superior y otro inferior, por los que se introducen el planeta grande y el planeta pequeño, respectivamente.

El planeta grande, por tanto, engrana con el engranaje superior del satélite doble mientras que el pequeño engrana con el satélite simple. Por otro lado, el engranaje inferior del satélite doble engrana con la corona.

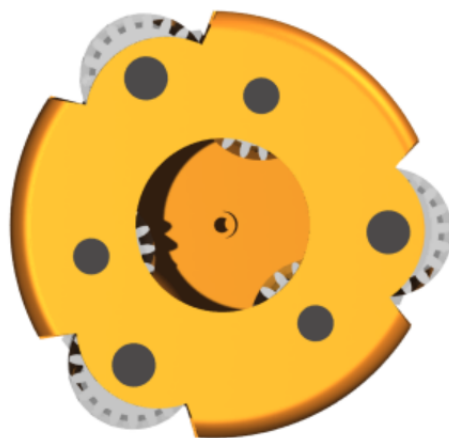


Fig. 5.15: Vista inferior del eje portasatélites con los satélites.

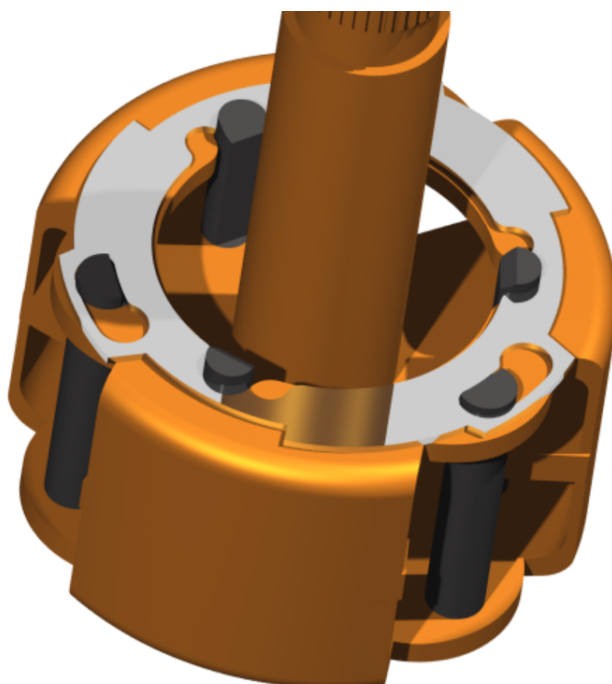


Fig. 5.16: Detalle del eje portasatélites.

5.8. Planeta grande

El planeta grande engrana con el engranaje superior del satélite doble y completa el sistema de engranajes para la transmisión del movimiento. Además, tiene una forma de disco ya que funciona también como freno. La carcasa exterior de la caja posee una pinza para frenar dicho disco, en cuyo caso el planeta deja de girar, y por tanto forzará al satélite a trasladarse y no sólo rotar.

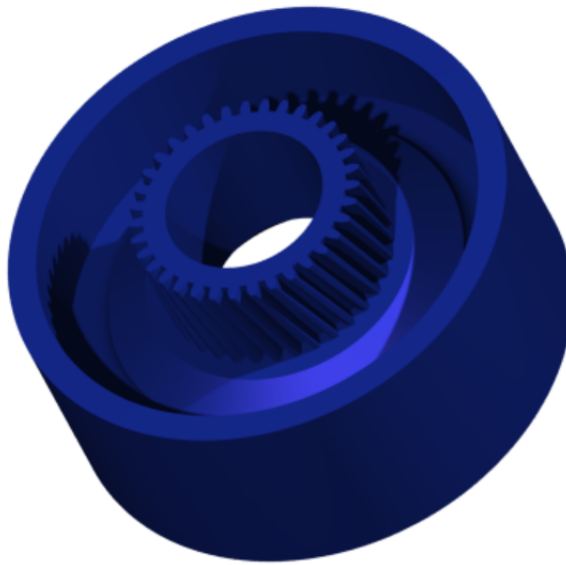


Fig. 5.17: planetario grande.

5.9. Freno de estacionamiento

El freno de estacionamiento tiene un funcionamiento muy sencillo; como se observa en Fig. 5.18, tiene unos dientes en su periferia, por lo que, cuando el conductor selecciona la marcha "Parking", la caja acciona una pieza que engancha entre los dientes. En dicho caso, todo el peso del coche se aplicaría sobre ese punto de contacto, es por ello que habría que accionar además el freno de estacionamiento que bloquea las ruedas para repartir la carga.

Esta pieza, por tanto, bloquea un posible giro del eje de salida, impidiendo así su movimiento.



Fig. 5.18: Freno de estacionamiento.

5.10. Embragues

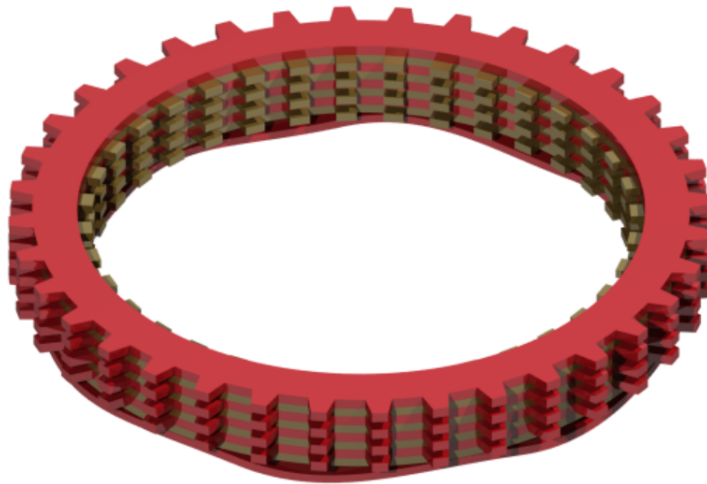


Fig. 5.19: Modelado del embrague.

El sistema de embrague consta de dos partes, como ya se ha dicho en secciones anteriores: discos de arrastre (modelados con el color marrón) y discos de compresión (modelados en rojo), además de un disco adicional ondulado, el cual se utiliza para absorber las deformaciones al ser presionados por el pistón.

Los embragues se encuentran entre dos piezas que pueden girar libremente entre sí. Al ser accionados obliga a ambos sólidos a girar conjuntamente.

Para entender cómo son accionados, hay que tener en cuenta que todo el conjunto está sumergido en aceite. Como es difícil que el aceite llegue a todas las partes de la caja, las distintas piezas tienen canalizaciones para que éste pueda acceder a todas ellas. Así, es capaz de ajustar la relación de velocidad según el régimen que lleve el coche. Gracias a un sistema de válvulas que lleva acoplado en la carcasa, hace llegar más aceite a ciertas zonas del sistema. Al aumentar la cantidad de aceite, aumenta la presión, por lo que mueve un pistón que obliga a los discos a comprimirse unos contra otros, de manera que la fuerza de fricción aumenta y, al no ser capaz de vencerla, obliga a ambos discos a girar conjuntamente.

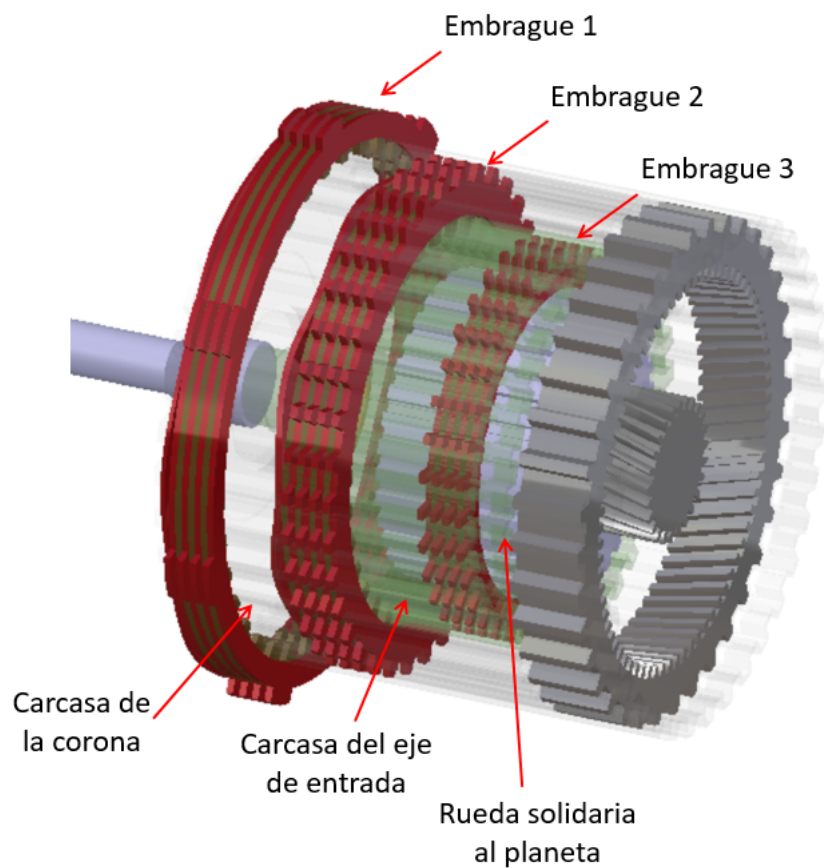


Fig. 5.20: Modelado del sistema de embragues.

Para terminar de comprender el funcionamiento de los distintos embragues hay que

atender a la Figura 5.20, en ella se muestran los tres embragues junto con 3 de las piezas entre las cuales embragan. Estas piezas se han modelado en un color transparente para así poder ver su interior, donde se encuentran las otras piezas y los embragues.

Haciendo uso del esquema de la Figura 4.3, centrados en las piezas en cuestión (Fig. 5.21) se puede observar en detalle entre qué elementos actúa cada embrague. Hay que destacar la existencia de una carcasa de la caja completa, la cual se encuentra inmóvil, a la que van fijados los discos de compresión del Embrague 3.

En la Figura 5.21 se ha intentado respetar el código de colores establecido en el modelo en CATIA. Así, se aprecian como los embragues están formados por cuatro discos de compresión (en rojo), que van solidarios con el sólido exterior a ellos, y tres discos de arrastre (en marrón), solidarios con el elemento interior.

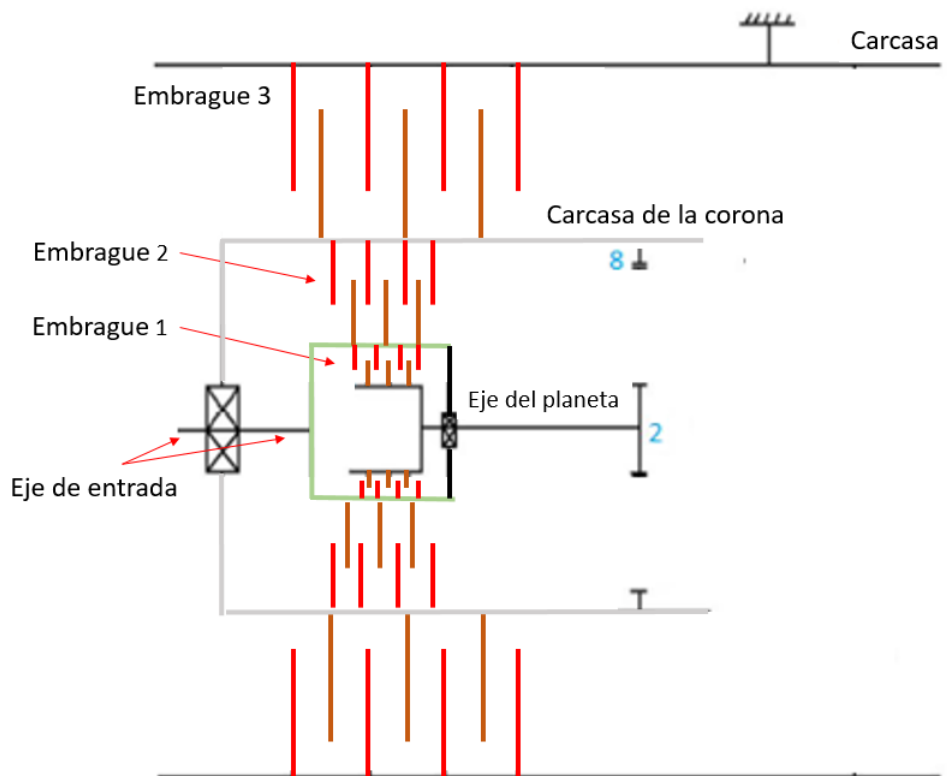


Fig. 5.21: Esquema de la Fig. 5.20.

En la zona exterior se puede ver cómo existe una carcasa que envuelve todo el conjunto y tiene velocidad nula (se representa conectada a tierra).

El eje de entrada gira independiente tanto al eje del planeta como a la carcasa de la corona. Por tanto si no se acciona ningún embrague, éste gira libremente sin introducir movimiento alguno en los engranajes.

Para accionar los embragues, como ya se ha dicho, hace falta, mediante el sistema de válvulas, aumentar la cantidad de aceite en cierta zona para mover el pistón. El pistón comprime los discos de compresión contra los de arrastre, que en el momento inicial estaban simplemente apoyados, y en consecuencia se mueven como solidarios.

Haciendo un recuento de los 3 embragues:

- Embrague 1: es el más interior, puede conectar el eje de entrada con el eje del planeta pequeño, y por tanto aplicaría el movimiento de entrada al planeta.
- Embrague 2: se encuentra entre el eje de entrada y la carcasa de la corona, que envuelve y se mueve solidariamente con la corona, por lo que este embrague tiene la función de proporcionar el movimiento de entrada a la corona.
- Embrague 3: este embrague, por el contrario, conecta la corona con la carcasa de la caja, por tanto sirve para frenar la corona.

Combinando dos de estos embragues o uno de ellos con el freno del planetario grande se obtienen las distintas relaciones de velocidades de la sección 4.8. La combinación simultánea del Embrague 2 con el Embrague 3 lleva a una configuración de bloqueo, ya que al usar ambos embragues fuerza que la velocidad de entrada, distinta de cero, sea la misma que la velocidad de la carcasa, que es nula.

5.11. Pistones

Los pistones son los encargados de presionar los discos. Hay, por tanto, un pistón por cada uno de los embragues, es decir, tres pistones en total.

El pistón se compone de un cuerpo rígido, en verde y en azul, una pieza móvil, pintada de color amarillo, y la pieza fija. En este caso es el pistón que acciona el embrague 3, por lo que se encuentra entre la carcasa de la corona y la carcasa de la caja, como se aprecia en el esquema anterior 5.21. La pieza azul es realmente una bomba de aceite que tiene muchos conductos por los que permite el paso de aceite, los cuales no se han modelado debido a la falta de información acerca del conjunto del sistema hidráulico completo.

La pieza verde se encuentra en la base de la carcasa de la corona y, al aumentar la presión del aceite, el pistón se mueve hacia arriba, comprimiendo los muelles que hay entre el pistón y la parte apoyada en la carcasa, hasta que el pistón alcanza a comprimir los discos del embrague. Es así como se acciona el embrague. Los otros dos embragues

se accionan de forma análoga con sus respectivos pistones.

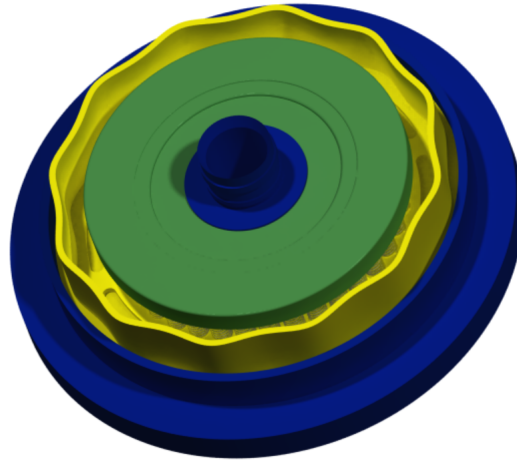


Fig. 5.22: Modelo del pistón del Embrague 3.

El Embrague 3 tiene sus discos de compresión unidos a la carcasa de la caja de velocidades, es por ello por lo que no tienen posibilidad de movimiento y son comprimidos contra los discos de arrastre en vez de ser simplemente desplazados.

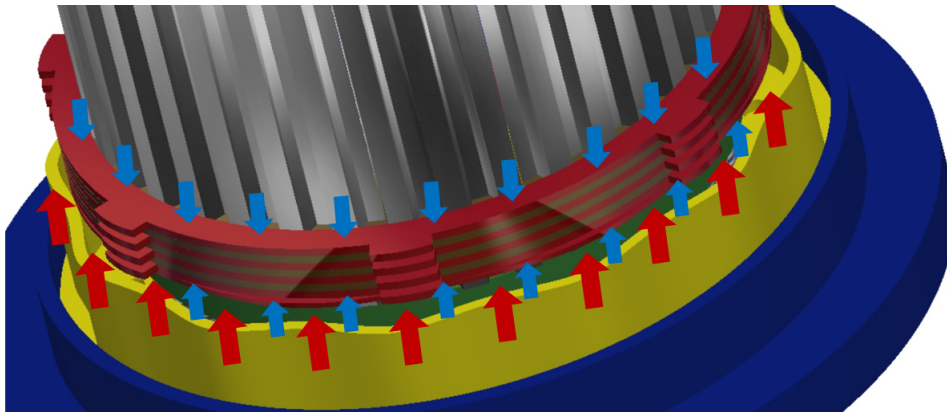


Fig. 5.23: Compresión del Embrague 3.

En la Figura 5.24 se han identificado los distintos embragues con sus respectivos pistones. Para que se pudieran ver dichos elementos sin dificultad, en el diseño en CATIA se han ocultado las carcasas de la corona y del eje de entrada.

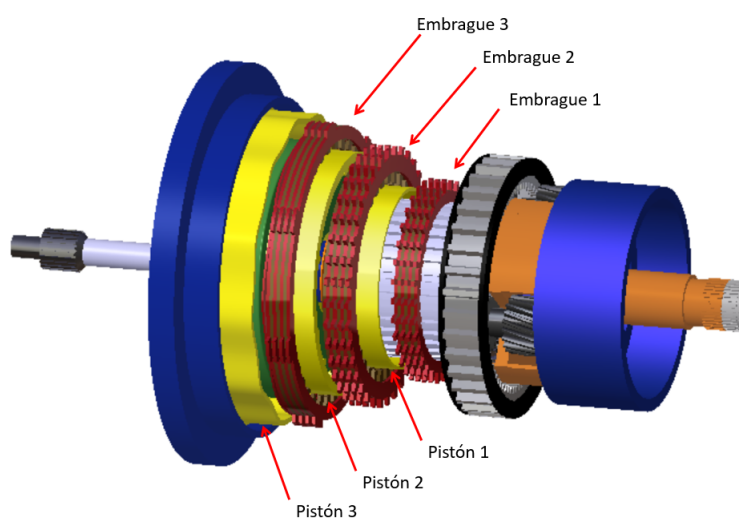
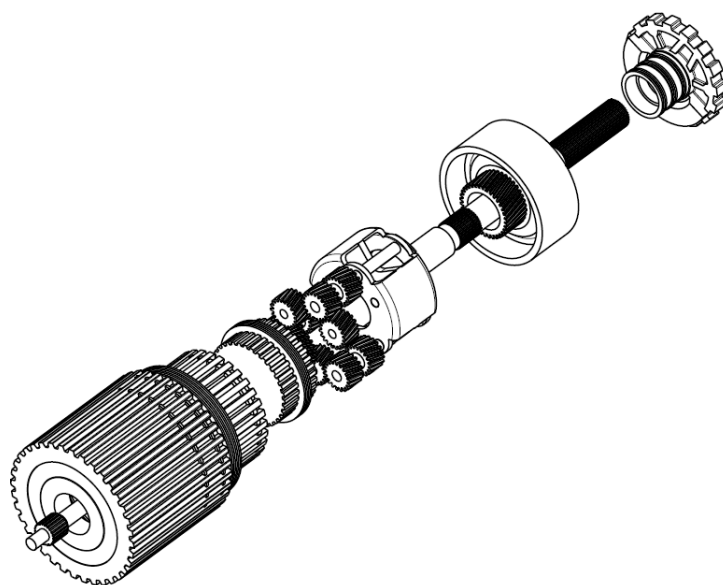
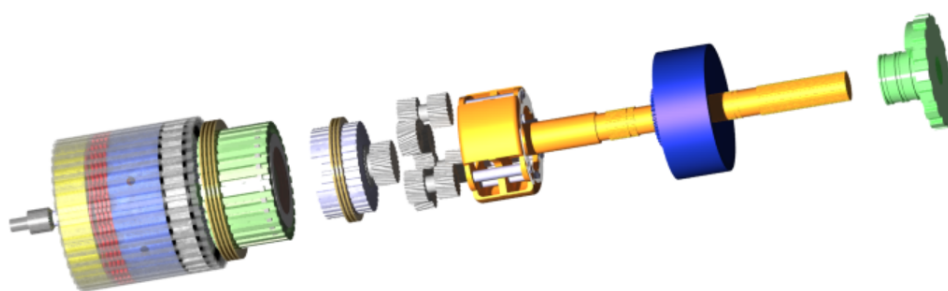


Fig. 5.24: Embragues y pistones.

5.12. Conjunto completo



(a)



(b)

Fig. 5.25: Modelado del conjunto.

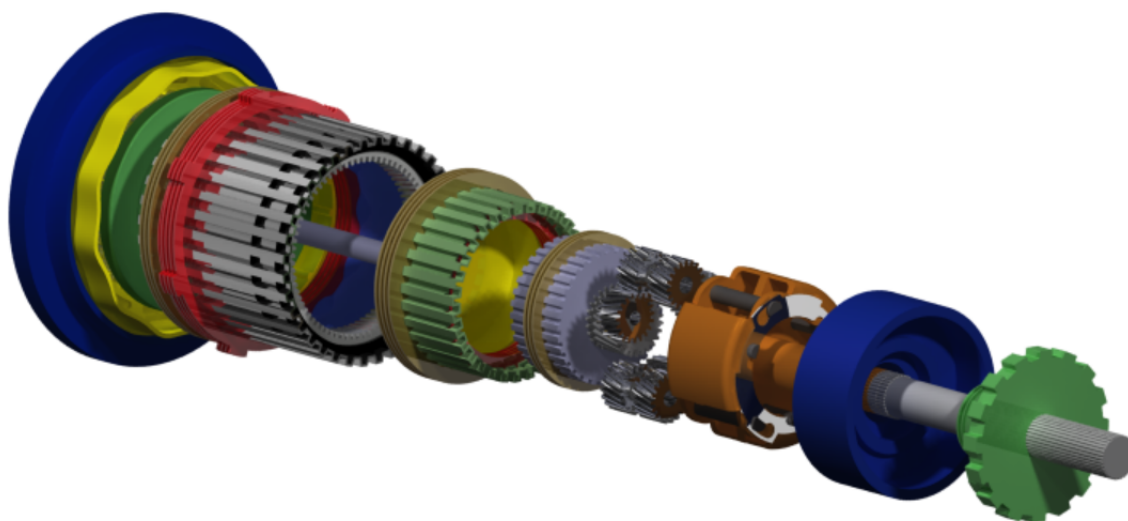


Fig. 5.26: Renderizado del conjunto.

6. Funcionamiento de la caja de velocidades

El sistema presentado tiene 3 grados de libertad y se quiere restringir a un único grado de libertad, es decir, que sólo haya un posible movimiento de salida generado por una entrada. Para ello habrá que reducir 2 grados de libertad.

Los elementos sobre los que la caja puede actuar son los 3 embragues y el freno (freno 7). En la Figura 6.1 se enumeran estos elementos con la nomenclatura que se sigue en este documento.

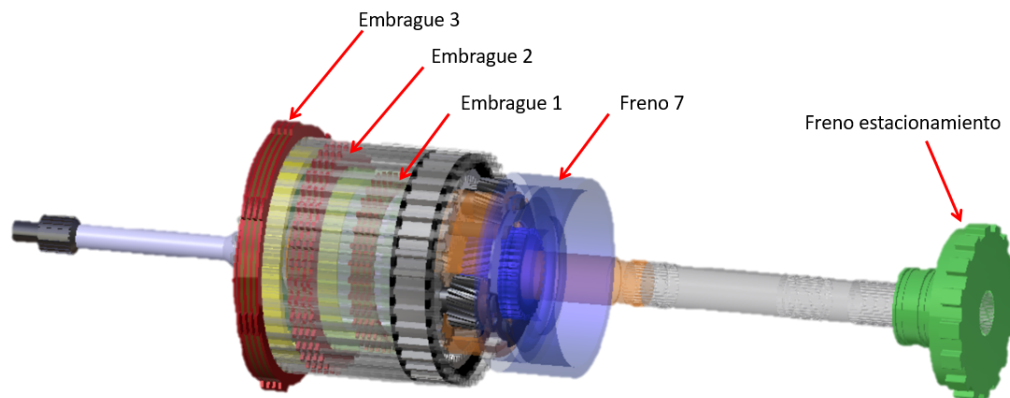


Fig. 6.1: Embragues y frenos.

Al tratarse de una caja automática, realmente el usuario tiene cuatro posibles configuraciones a elegir: retroceso (R), neutro (N), directa (D) y parking (P)

El neutro desconecta el giro de salida del giro de entrada, con lo que el motor puede estar encendido sin que haya transmisión de movimiento.

La directa por el contrario transmite el movimiento de entrada a la salida. El selector de marchas entra en juego y es capaz de decidir la marcha que debe llevar el coche dependiendo de los requisitos impuestos por la conducción. En el caso de esta caja tiene tres marchas hacia delante, por lo que cambia de una marcha a otra dependiendo del momento.

Por su parte, el retroceso se obtiene mediante la inversión del sentido de giro, de manera que el eje de entrada gira en sentido opuesto al eje de salida.

Por último, el parking se selecciona para bloquear el giro del eje de salida.



Fig. 6.2: Configuraciones del cambio automático.

6.1. Neutro

En caso de no reducir 2 grados de libertad, se obtiene un mecanismo en el que al girar el eje de entrada no produce un giro en la salida.

Asimismo, para obtener giro a la salida hay que provocar la traslación de los engranajes, no sólo su rotación, es por ello por lo que hay que fijar alguno de sus elementos para obligar a los satélites a desplazarse. Esta situación se da cuando no se fijan los elementos adecuados.

Éste es el equivalente al punto muerto del vehículo. En él la caja de cambios no acciona ninguno de sus embragues, por lo que la salida y la entrada están desacopladas, con lo que el eje de entrada gira libremente.

6.2. Directa: 1ª relación

Las relaciones de velocidad para la marcha Directa han sido calculadas previamente en el apartado 4.8. En estas próximas secciones se trata de mostrar con el modelo de CATIA el movimiento que se realiza al seleccionar cada marcha.

Para la primera marcha, se presiona el Embrague 1 y el Freno 7.

Al accionar el embrague, se transmite el movimiento de entrada al planeta pequeño, éste a su vez lo transmite a los satélites, que comienzan a rotar sin desplazarse. Pero, con el uso del Freno se deja inmóvil el planeta grande, por lo que los satélites se ven forzados

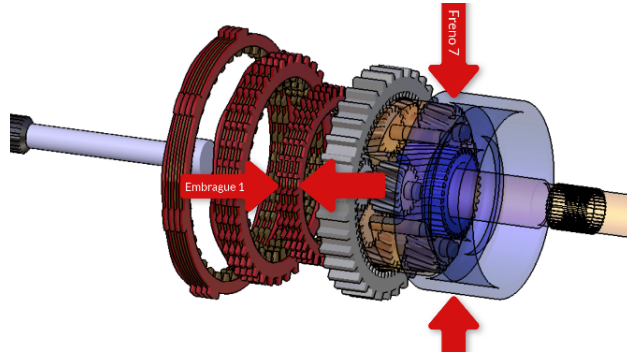


Fig. 6.3: Esquema de la primera marcha.

a trasladarse a la vez que rotan, es así como se consigue transmitir el movimiento de entrada a la salida con una relación de reducción:

$$r_1 = 2,38 \rightarrow \omega_s = 0,42 \cdot \omega_e \quad (6.1)$$

Siendo s la salida y e la entrada.

6.3. Directa: 2ª relación

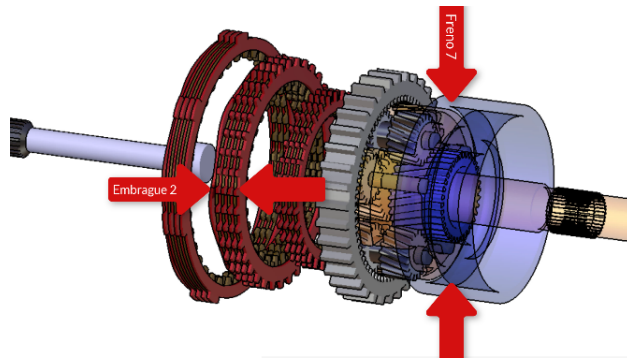


Fig. 6.4: Esquema de la segunda marcha.

Por otro lado, para obtener la 2ª relación de velocidades se necesita accionar el Embrague 2 junto con el Freno.

Este caso es similar al anterior, con la diferencia que el movimiento entra por la corona en vez de por el planeta pequeño, ya que el embrague 2 solidariza el eje de entrada

con la carcasa de la corona.

Se obtiene que:

$$r_2 = 1,49 \rightarrow \omega_s = 0,67 \cdot \omega_e \quad (6.2)$$

6.4. Directa: 3ª relación

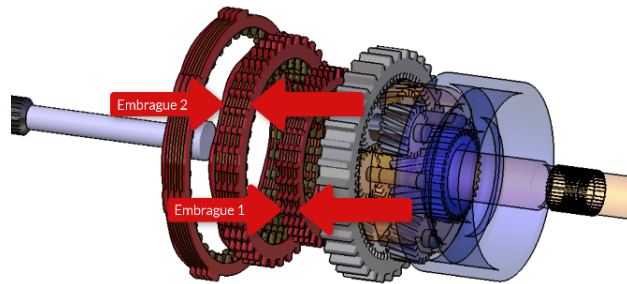


Fig. 6.5: Esquema de la tercera marcha.

Para la última marcha hacia delante, el sistema presiona ambos embragues. En este caso, la corona y el planeta pequeño giran a la misma velocidad, la de entrada. Por tanto se obliga a que el sistema completo gire como un sólido rígido. En consecuencia, la velocidad de entrada y la de salida son la misma.

$$r_3 = 1 \rightarrow \omega_s = \omega_e \quad (6.3)$$

6.5. Retroceso

Para poder invertir el giro, hay que presionar el embrague 3 e introducir el movimiento por el planeta (con el embrague 1).

El tercer embrague une la corona con la carcasa de la caja, por lo que frena la corona. Por otro lado el planeta pequeño girará a las mismas revoluciones que la entrada, obligando a los satélites a girar y a desplazarse, en este caso, provocando un giro a la salida inverso al de la entrada.

$$r_r = -1,96 \rightarrow \omega_s = -0,51 \cdot \omega_e \quad (6.4)$$

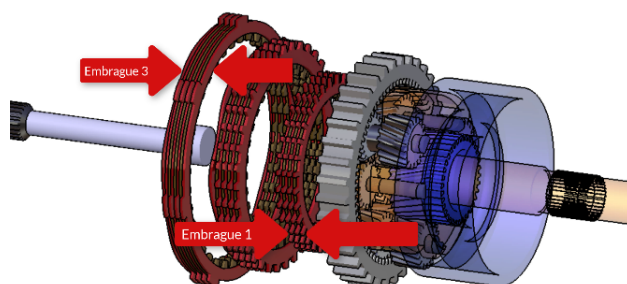


Fig. 6.6: Esquema del retroceso.

Las marchas, salvo la 3ª, son de reducción. Si se hace memoria de lo ya explicado en este documento, se quiere aprovechar el par que se genera del motor de combustión. Teniendo en cuenta la ecuación $P = M \cdot \omega$, y sabiendo que interesa que las ruedas tengan un par (M) elevado, se requiere por tanto reducir la velocidad de giro ω para una potencia P considerada constante, que es la transmitida por el motor. Es por ello que en esta caja de velocidades, al ser sólo tres marchas, éstas son de desmultiplicación, ya que a velocidades bajas se quiere una alta aceleración mientras que para alcanzar velocidades más altas es necesario que las ruedas giren a regímenes superiores al del motor.

6.6. Parking

Si por el contrario se selecciona el modo *Parking*, simplemente se acciona el mecanismo de la Figura 4.14, bloqueando así el movimiento del eje de salida y por tanto de la transmisión y las ruedas.

Este freno puede ser acompañado por el bloqueo de las ruedas mediante el uso del freno de estacionamiento para así repartir las cargas del coche entre las ruedas y el eje de la caja de cambios. En los coches actuales, al seleccionar la modalidad *parking* por defecto vienen activados ambos sistemas de bloqueo.

7. Animación del movimiento

Para terminar con el proyecto, se ha realizado una animación en CATIA que representa el movimiento de la caja de cambios. En él se indica para cada relación de velocidades los elementos que actúan y la relación entre la entrada y la salida.

El vídeo se inserta en este documento en la versión digital³. Adicionalmente, se ha subido a Youtube para poder ser visionado a través de Internet en el canal propio del autor.

 Relaciones de velocidad de un tren de engranajes de tipo Ravigneaux.

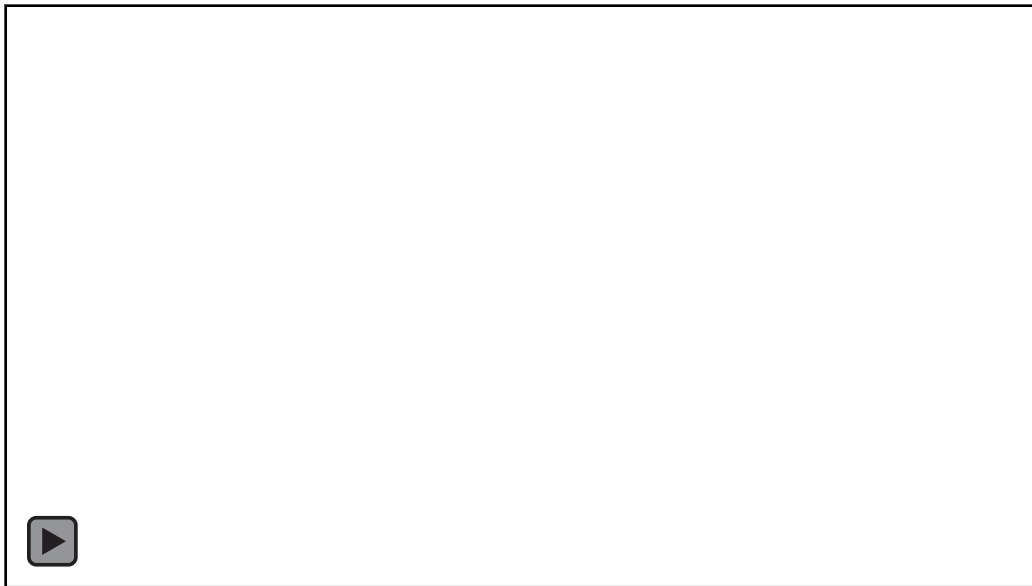


Fig. 7.1: Animación del mecanismo completo.

³El vídeo puede ser reproducido en una versión original del documento, siempre y cuando se posean los complementos necesarios de Adobe

8. Conclusiones

El proyecto recogido en este documento sirve para tener un modelo en formato digital del sistema de transmisión existente, de manera que éste pueda ser utilizado con fines didácticos, como apoyo en las clases y en las prácticas acerca de este mismo.

Con el uso del programa CATIA se obtiene una visión completa del mecanismo, y el uso del módulo *Kinematics* permite completarla con el visionado del funcionamiento. Estas vistas han sido seleccionadas por el autor del proyecto de manera que se ha intentado que el lector pueda contemplar todos los rasgos de este y sus detalles.

Como futuro proyecto adicional se plantea el modelado de la carcasa de la caja, el conjunto de válvulas y el convertidor de par, de los cuales no se tiene información suficiente, más que modelos similares que complete el modelado.

Lista de Figuras

2.1. El invento de Leonardo da Vinci [1].	3
2.2. Régimen de marchas [4].	4
2.3. Caja de cambios mecánica [7].	5
2.4. Esquema de engranaje Ravigneaux [8].	6
3.1. Árbol del "Assembly Design".	8
4.1. Caja de válvulas.	11
4.2. Sistema de embrague.	11
4.3. Esquema de la caja de cambios.	12
4.4. Conjunto de piezas.	13
4.5. Fotografía del sistema de embrague.	14
4.6. Fotografía del pistón.	14
4.7. Fotografía del eje de entrada.	15
4.8. Fotografía del planeta pequeño.	16
4.9. Fotografía de la corona y su carcasa.	16
4.10. Fotografía del eje portasatélites.	17
4.11. Fotografía de detalle de los satélites.	18
4.12. Fotografía del patín de freno y planeta.	18
4.13. Fotografía del freno de estacionamiento.	19
4.14. Fotografía del sistema de freno.	19
4.15. Fotografía del conjunto.	20
4.16. Esquema simplificado para la 1ª velocidad.	21
4.17. Esquema simplificado para la 2ª velocidad.	22
4.18. Esquema simplificado para la 3ª velocidad.	22
4.19. Esquema simplificado para la marcha atrás.	23
4.20. Engranaje epicicloidal.	24
5.1. Esquema de las partes de la caja.	27
5.2. Ruedas de fricción.	28
5.3. Engranajes.	29
5.4. Construcción de un engranaje.	31
5.5. Par de engranajes helicoidales de ejes paralelos.	33
5.6. Cilindro de diámetro dp y hélice.	36
5.7. Modelado de un diente.	37
5.8. Modelado del eje de entrada.	38
5.9. Detalle del eje de entrada.	38
5.10. Modelado del planetario pequeño.	39
5.11. Modelado de la corona exterior.	40
5.12. Detalle de la corona exterior.	40
5.13. Modelado de los satélites cortos y largos.	41
5.14. Eje portasatélites y satélites.	42
5.15. Vista inferior del eje portasatélites con los satélites.	43
5.16. Detalle del eje portasatélites.	43

5.17. planetario grande.	44
5.18. Freno de estacionamiento.	45
5.19. Modelado del embrague.	45
5.20. Modelado del sistema de embragues.	46
5.21. Esquema de la Fig. 5.20.	47
5.22. Modelo del pistón del Embrague 3.	49
5.23. Compresión del Embrague 3.	49
5.24. Embragues y pistones.	50
5.25. Modelado del conjunto.	51
5.26. Renderizado del conjunto.	52
6.1. Embragues y frenos.	53
6.2. Configuraciones del cambio automático.	54
6.3. Esquema de la primera marcha.	55
6.4. Esquema de la segunda marcha.	55
6.5. Esquema de la tercera marcha.	56
6.6. Esquema del retroceso.	57
7.1. Animación del mecanismo completo.	59

Lista de Tablas

4.1. Distintas relaciones de velocidades.	21
5.1. Módulos normalizados.	32
5.2. Parámetros geométricos de un engranaje.	33
5.3. Coeficientes del dentado.	33

Referencias

- [1] AGUSTÍN RIQUELME, *Engranajes*. Proyectos Tecnología. Consultado por última vez el 27 de mayo de 2019. Disponible en: <http://proyectostecnologica.weebly.com/agustiacuten-riquelme.html>
- [2] E. ZORRILLA OLARTE - M. BERMEJO HERRERO, *Dibujo de Ingeniería (2ª Parte)*. Escuela Técnica Superior de Ingenieros Industriales y de Ingenieros de Telecomunicación. Universidad de Sevilla, 1987.
- [3] LARBURU ARRIZABALAGA, NICOLÁS, *Máquinas Prontuario*, 13ª Edición. Ed. Thomson, Paraninfo, 2003.
- [4] VARIOS AUTORES, *Teoría de Máquinas y Mecanismos*. Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla, 2015.
- [5] VALVERDE MARTÍN, ANTONIO. Contenido audiovisual referente a las *Prácticas de laboratorio*.
- [6] MOYA RIVERA, ESTELA, *Modelado y Recreación Virtual de Desvinador y Prensa Continua*. Trabajo Fin de Grado. Departamento de Ingeniería Gráfica, Escuela Técnica Superior de Ingeniería. Universidad de Sevilla, 2018.
- [7] GEATAUTO, *Caja de cambios*. Geatauto, Madrid. Consultado por última vez el 6 de junio de 2019. Disponible en: <https://getauto.es/caja-de-cambios/>
- [8] DANIEL "MEGANEBOY", *Cursos de mecánica: caja de cambios*. Aficionados a la mecánica. Consultado por última vez el 6 de junio de 2019. Disponible en: <http://www.aficionadosalamecanica.net/caja-cambios6.htm>
- [9] GUILLÉN PELAYO, MARÍA, *Práctica 8: Caja de Cambios Automática*, de la asignatura *Automóviles*. 4º de Grado en Ingeniería de las Tecnologías Industriales. Curso 2015/2016.